creative commons
COMMONS DEED

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

dCollection

[UCI]I804:21028-200000012000

공학석사 학위논문

대기환경에 따른 선박용 디젤엔진의 성능평가에 관한 연구

A Study on Performance Evaluation of **Marine Diesel** Engine with an Ambient Environment

지도교수 조 권 회

2018 년 2 월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

진 은 수

본 논문을 진은수의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 최 재 성 (인)

위 원 조 권 회 (인)

위 원 이 원 주 (인)

2017년 12월

한국해양대학교 대학원

Collection @ kmou

목 차

List of Tables ····· ii
List of Figures ····· iii
Abstract ····· v
Abstract in Korean ····· vii

제 1 장 서 론 ····· 1
1.1 연구 배경 ····· 1
1.2 연구 방법과 목적 ····· 2

제 2 장 디젤 엔진의 성능검증과 인자 ····· 3
2.1 시운전(Test and Trial) ····· 3
2.2 표준대기 설계온도 조건 ····· 7
2.3 엔진성능에 영향을 미치는 성능인자 ····· 18
2.4 온도변화에 따른 엔진성능 보정 ····· 19

제 3 장 모델엔진의 시험별 데이터 및 엔진 성능 분석 ····· 27
3.1 공장시운전시 대상엔진 데이터 ····· 30
3.2 공장시운전시 대상엔진 성능인자 분석 ····· 32
3.3 공장시운전과 해상시운전의 대상엔진 데이터 비교 ····· 39
3.4 대상엔진의 공장시운전과 해상시운전의 SFOC 분석 ····· 42
3.5 대상엔진의 공장시운전과 해상시운전의 SFOC 비교 ····· 48

제 4 장 결 론 ····· 50

참고문헌 ····· 52

감사의 글 ····· 54

Collection @ kmou

List of Tables

Table 2.1 Load test of main engine at shop test ····· 4

Table 2.2 Official sea trial items ····· 5

Table 2.3 Schedule of official sea trial ····· 6

Table 2.4 ISO ambient reference conditions ····· 7

Table 2.5 Correction of performance parameters pressure ····· 20

Table 2.6 Cause of exhaust gas temperature and permissible deviation ····· 20

Table 2.7 Correction of exhaust gas data for ambient condition and back pressure ····· 21

Table 2.8 List of capacities for 6S60ME-C8 at NMCR ····· 24

Table 2.9 SFOC reference conditions and guarantee ····· 25

Table 3.1 Specification of model engine ····· 27

Table 3.2 Corelation of load and revolution ····· 30

Table 3.3 Result of NCR performance at shot test ····· 31

Table 3.4 Comparison table of model engines for shop test(at NCR) ····· 32

Table 3.5 Comparison table of model engine for sea trial test ····· 39

Table 3.6 Estimate of average increase in resistance for ships navigating the main routes ····· 41

Table 3.7 Comparison table of model engine for shop test and sea trial test ····· 42

Table 3.8 Result of SFOC(NCR) at sea trial test ····· 43

Collection @ kmou

List of Figures

Fig. 2.1 Schedule of shop test ····· 3
Fig. 2.2 Influence on SFOC of the cooling water ····· 8
Fig. 2.3 Principles for standard and special high(or low) ambient air temp. matched engines ····· 9
Fig. 2.4 Principles for layout of scavenge air cooler for standard and special high scavenge air coolant temp. (illustrated for a central cooling water system) ····· 10
Fig. 2.5 Air intake pre-heater system ····· 13
Fig. 2.6 Scavenge air by-pass/blow-off system ····· 14
Fig. 2.7 Exhaust gas by-pass system ····· 15
Fig. 2.8 Additional measures for operating the engine in extreme low temperature air temp. below -10℃ ····· 16
Fig. 2.9 Change of specific exhaust gas amount ····· 22
Fig. 2.10 Change of exhaust gas temp. ····· 22
Fig. 2.11 Change of exhaust gas amount at part load ····· 23
Fig. 2.12 Change of exhaust gas temp. at part load ····· 23
Fig. 3.1 Difference of MAN 6S60ME-C8.2 and C8.5 ····· 28
Fig. 3.2 Difference of MAN 6S60ME-C8.2 and C8.5 - 2 ····· 29
Fig. 3.3 Difference of MAN 6S60ME-C8.2 and C8.5 - 3 ····· 29
Fig. 3.4 Scavenge pressure on the ambient temp. ····· 33
Fig. 3.5 Maximum combustion pressure at NCR on the ambient temp. ····· 34
Fig. 3.6 Example of P_{max} design limiter functionality ····· 35
Fig. 3.7 Operation of VIT ····· 35
Fig. 3.8 Maximum combustion pressure at 75% SMCR on the ambient temp. ····· 36
Fig. 3.9 Compression pressure on the ambient temp. ····· 37
Fig. 3.10 Exhaust gas temp. on the ambient temp. ····· 38
Fig. 3.11 Exhaust gas temp. comparision of shop test and sea trial test ····· 40
Fig. 3.12(a) 6S60ME-C8.5 SFOC on the ambient temp. at shop test ····· 44
Fig. 3.12(b) 6S60ME-C8.2 SFOC on the ambient temp. at shop test ····· 44
Fig. 3.13(a) 6S60ME-C8.5 SFOC(ISO) on the ambient temp. at shop test ····· 45

Collection @ kmou

Fig. 3.13(b) 6S60ME-C8.2 SFOC(ISO) on the ambient temp. at shop test ····· 45
Fig. 3.14(a) 6S60ME-C8.5 SFOC on the ambient temp. at sea trial test ····· 46
Fig. 3.14(b) 6S60ME-C8.2 SFOC on the ambient temp. at sea trial test ····· 46
Fig. 3.15(a) 6S60ME-C8.5 SFOC(ISO) on the ambient temp. at sea trial test ····· 47
Fig. 3.15(b) 6S60ME-C8.2 SFOC(ISO) on the ambient temp. at sea trial test ····· 47
Fig. 3.16(a) SFOC comparison of shop test and sea trial test ····· 48
Fig. 3.16(b) SFOC(ISO) comparison of shop test and sea trial test ····· 49

Collection @ kmou

A Study on Performance Evaluation of Marine Diesel Engine with an Ambient Environment

Jin, Eun Su

Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime University
(Supervisor : Prof. Kwon-Hae Cho)

Abstract

Recently, due to the global warming phenomena, the ambient temperature of summer season and winter season is becoming to intense weather condition. In such a extreme environment, the ambient conditions changes cause a difference in the SFOC(Specific Fuel Oil Consumption), exhaust gas temperature, scavenge pressure of diesel engine.

From the point of view of shipyard, in case of construction for series vessels, the performance distinction for a engine is figured out in such a climatic change. During ship construction, for that reason of disagreement with ship owner, extra sea trial might be required.

In this study, performance evaluation on such like P_{max}, $T_{exh.}$, $P_{scav.}$ throughout a shop trial and a sea trial, which are parameters for engine performance to be described and reviewed with the new 8(eight) engines in series vessels. But lubricant oil viscosity and machinery fouling and other external causes were not considered on this study.

Collection @ kmou

SFOC(Specific Fuel Oil Consumption) is measured on shop test and sea trial. The measured value of SFOC should be corrected with ISO standard condition and compared with recommendation of engine builder.

KEY WORDS: Performance, Ambient temperature, Series vessels,
Shop trial, Sea Trial, SFOC

KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY
1945
한국해양대학교

Collection @ kmou

선박엔진의 대기환경에 따른 엔진 성능평가에 관한 연구

진 은 수

한국해양대학교 대학원
기관시스템공학과
(지도교수 : 조 권 회)

요약

지구 온난화로 인해 주변대기 환경은 동계와 하계로 극한의 상반된 날씨를 나타내고 있고, 이런 환경에서 시리즈 선박건조의 경우 시운전 시점에 따른 엔진성능 인자(소기압력, 폭발압력, 배기가스 온도 등)의 변화를 나타내고 있다. 이런 이유로 건조과정에 선주와의 불화의 원인과 추가 시운전과 같은 소모적인 일들이 발생되곤 한다.

본 논문에서는 디젤엔진의 운전특성을 이해하고 표준대기 환경조건과 대기조건에 따른 수정조건을 통해 변화값을 확인하고, 8척의 시리즈 선박에 탑재된 신형엔진(6S60ME-C8.2와 6S60ME-C8.5)을 바탕으로 공장시운전과 해상시운전 결과를 엔진성능 인자별로 나타내고, 표본엔진의 시운전 시점에 따른 경향을 분석하고 고찰하였다. 그러나 연료소비율에 영향을 줄 수 있는 대상(윤활유 점도, 장비의 오손정도, 기타외부요인 등)은 시운전 대상엔진이 신형엔진으로 오손정도가 적다고 판단되어 제외하고 평가한다.

아울러 공장시운전과 해상시운전에서 측정된 SFOC와 ISO 보정값(냉각수 온도, 블로우 입구온도, 블로우 입구 압력, 저위발열량)을 반영하여 최종 변환된 ISO SFOC를 비교하여 최종적인 연료소비율에 어떠한 변화를 가져오는지 고찰하였다.

주제어: 출력, 주위 온도, 시리즈 선박, 공장시운전, 해상시운전, 연료소비율

Collection @ kmou

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

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.

공장시운전을 통과한 주기관은 선박에 장착하게 되며, 선박을 선주에게 인도하기 전에 선주와의 계약 사항의 만족 여부를 확인하기 위해 해상시운전을 행하게 된다. 선박 건조 계약의 주된 관심 사항은 속력, 재화 중량, 연료 소비율의 세 가지이며, 그 외에 선박 자체와 거기에 탑재된 기기들이 제 성능을 발휘하는지, 선주의 요구 사항을 만족하는지, 규정을 준수하는지 등이 관심 사항으로서, 이들을 1자인 조선소와 2자인 선주 또 3자인 선급과 기국 검사관이 같이 입회한 자리에서 실제로 행하여 보여줌으로써 계약의 이행 여부를 가리게 된다.

하지만 동일한 명세(specifications)의 시리즈 선박을 건조하더라도 건조시점에 따라 계절적인 환경 영향으로 인하여 엔진의 성능 데이터는 항상 같을 수가 없다. 따라서 동일 명세의 선박·엔진이라도 시운전 시점이 다르면 엔진성능 결과 값은 환경적인 요인에 의해 다르게 나타나게 된다. 이와 같은 엔진성능의 결과로 인해 추가 시운전 및 선주와의 여러 가지 불화의 원인이 되기도 한다.

Collection @ kmou

1.2 연구 방법과 목적

시리즈 선박의 건조시에 엔진성능은 발주자가 해당선박의 연료소모량 데이터와 관련 엔진성능 인자가 정상적인 값 또는 비정상적인 값을 나타냈는지 판단하기 위해 선박 건조자(조선소)에게 시운전 결과서를 요구한다. 궁극적으로 연료소모량에 대한 평가결과는 시운전 결과서에 있는 주기관 연료소모량을 온도와 열량 보정(conversion)을 통해 보정값을 반영한다. 보정된 동일 조건에서의 결과를 나타내는 결과수치를 통해 평가 및 결과를 확인하게 되고 해당 결과값이 엔진제공자의 권고치와 비교하여 수용가능 여부를 판단하게 된다.

본 논문에서는 파고, 바람세기 등과 같은 외기적인 환경조건은 제외하고, 선박을 동일조건(동일명세의 선박과 엔진)으로 건조하여 시운전을 시행하게 되면 엔진의 성능결과는 대기환경에 의한 조건에 따라 상관관계를 가지면서 엔진성능 결과는 변화한다는 선험을 전제한다. 동일엔진에 대한 추적관리를 하여 초기 엔진의 공장시운전을 통한 엔진성능과 해상시운전을 통한 엔진성능을 평가하여 대기환경적 조건에 따른 변화값을 분석하고 어떠한 경향을 나타내고 있는지 고찰한다.

본 논문을 위해 시리즈 선박의 공장시운전 및 해상시운전에 탑재된 8대의 동일명세 엔진을 대상기관으로 선정하고, 연속주행시험(Endurance test)시 **상용출력**(NCR, Normal Continuous Rating)조건에서 측정된 소기압력(P_{scav}), 최고폭발압력(P_{max}), 배기가스 출구온도(T_{exh}) 등 엔진성능인자를 확인하고 변화를 분석코자 한다. 최종적으로는 대상기관의 데이터를 ISO보정을 통해 엔진의 연료소비율(SFOC, Specific Fuel Oil Consumption)을 비교 분석한다. 즉, 추진장치에 해당하는 주기관에 대한 성능을 계절적(온도)변화의 원인에 의한 엔진성능의 차이와 상관관계를 분석하여, 어떻게 연료소비율에 영향을 주고 있는지를 평가해 보는 것이 본 논문의 목적이다.

Collection @ kmou

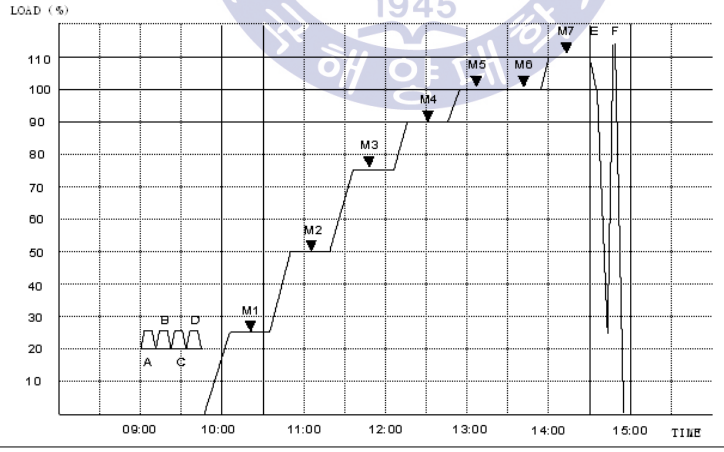
제 2 장 디젤 엔진의 성능검증과 인자

2.1 시운전(Test and trial)

시운전은 규칙(rules), 규정(regulations) 및 제조사의 요구 사항(requirement)에 따라 장비 및 장치의 필수 기능의 성능을 입증하기 위해 수행된다.

2.1.1 공장시운전 절차와 항목

Fig. 2.1은 시간별 공장시운전의 순서 및 검사사항을 보여주고 있다. 주기관 부하검사는 주기관 연속최대출력의 25%, 50%, 75%, 90%, 100%, 110% 순서대로 실시한다. 각 부하별 30분씩 운전시간을 정하고 연소 상태, 일반적인 실린더의 상태, 주기관 상태를 점검하며 인디케이터 선도를 이용하여 지시평균유효압력을 계측하여 지시마력을 구한다.



1) A: 안전장치 확인검사 2) B: 주기관 비상운전 검사 3) C: 비상정지 검사
4) D: 역전추진 검사 5) M1-M7: 부하검사 6) E: 조속기 검사 7) G: 과속정지 검사

Fig. 2.1 Schedule of shop test[1]

Collection @ kmou

특히 90% 부하에는 연료 소비량을 구하고 100% 부하에서는 2번에 걸쳐 주기관의 각 성능 값들을 구하게 된다. 운항 선박의 운항 범위가 아닌 연속 최대출력의 110% 운전을 실시하게 되는데 이는 본 주기관의 안전성을 확인하기 위해 실시하게 되며 해상 시운전에서는 주기관의 속도 제한선을 넘어가기 때문에 실시하지 않는다. 부하검사 사항은 아래의 **Table 2.1**와 같다.

Table 2.1 Load test of main engine at shop test

NO.	1) Load test		Other tests
	Kind of test	Duration(h)	
			2) Governor test 3) Over speed test 4) Minimum revolution test
1	25% Load	0.5	5) Emergency stop
2	50% Load	0.5	6) Safety device test
3	70% Load	0.5	a. High temp. of thrust pad
4	90% Load	0.5	b. Low pressure of main lub. oil
5	100% Load	1.0	c. Low pressure of camshaft lub. oil
6	110% Load	0.5	7) Starting and reversing test 8) Turning gear interlock test 9) Astern running test at no load 10) Overhaul inspection

부하검사를 마치면 연속최대출력에서 조속기 테스트를 실시하게 된다. 주기관용 조속기는 연속최대회전수의 115%를 초과하지 않도록 조정되어야 하며 공장 시운전에서는 동력계를 이용하여 부하를 순간적으로 25%까지 낮추면 주기관은 회전수상승과 동시에 과속에 의해 과속범위내로 주기관의 회전수가 감소하여야한다. 이 때 과급기 서어징현상이 일어나는지를 점검하고 주기관의 회전수가 감소되는 주기관 최대회전수와 주기관 회전수가 과속범위내로 감소하는 시간을 검사하여야 한다. 그리고 과속도 방지장치 및 그 구동기구는 조속기와는 독립된 것이고 연속최대회전수의 120%를 초과하지 아니하도록 조정된 것이어야 한다. 이 외에도 각 부하별 NOx계측, 진동계측 등의 검사사항이 있다.

Collection @ kmou

2.1.2 해상시운전 절차와 항목

선박의 진수 후 인도전에 만재흘수 상태에서 검사원이 승선하여 모든 시운전을 하는 것으로 이때 계측된 모든 공식결과가 선박과 함께 선주에게 인도된다. Table 2.2는 해상시운전 항목, Table 2.3은 시운전 절차를 보여주고 있다.

Table 2.2 Official sea trial items [2]

Trial	Engine load	Remarks
Progressive speed trial	50 % of MCR 75 % of MCR NCR MCR	Each speed to be the mean of two successive runs alternating in direction
Endurance test	MCR	6 hours
	NCR	6 hours
Fuel consumption measurement	NCR	During endurance test
Crash stop astern trial	From NCR ahead to full astern	Until ahead speed becomes zero
Turning trial	NCR	One right and one left for rudder hardover and during endurance test
Slow running trial		Engine to be run as slowly as possible
Steering gear test		To class requirement
Anchoring test		At sea depth of about 65 m
Unmanned(E/R) operation test	NCR	During endurance trial (6 hrs)
Hull girder vibration measurement	2 rpm intervals in a range of 75-100 % of NCR	
Local vibration measurement	NCR	During endurance trial
Noise level measurement	NCR	During endurance trial
Torsional vibration measurement		During Hull girder vibration measurement to class requirement

Collection @ kmou

Table 2.3 Schedule of official sea trial

1. SHIFTING TO SEA
2. START BALLASTING FOR SEA TRIAL CONDITION
3. MAGNETIC COMPASS ADJUSTMENT
4. ECHO SOUNDER CONFIRMATION
5. ANCHORING TEST
6. FIRE FIGHTING DEMONSTRATION
7. STRENGTH TEST OF NO. 3 HOLD
8. DRAFT READING
9. BUILDER'S SYSTEM CHECK & ADJUSTMENT
   ⓐ M/E BUNKER CHANGE (TO H. F. O)
   ⓑ M/E INDICATOR CAM ADJUSTMENT
   ⓒ M/E VIT ADJUSTMENT
   ⓓ BRIDGE CONTROL SYSTEM ADJUSTMENT
10. STEERING GEAR TEST
   ⓐ MAIN STEERING GEAR TEST
   ⓑ EM'CY STEERING GEAR TEST
11. BLACK OUT TEST
12. ENDURANCE TEST
    (8HRS, INCLUDING SPEED TRIAL)
  *INCORPORATED WITH SPEED TEST & EO/UMA TEST
   ⓐ M/E FUEL OIL CONSUMPTION CHECK
   ⓑ COMPOSITE BOILER SOOT BLOWER TEST
   ⓒ F.W GENERATOR RUNNING TEST (J.W./STEAM)
   ⓓ FIRE & GENERAL ALARM AUDIBILITY TEST
13. SPEED TRIAL AT NCR (85% LOAD)
   ⓐ M/E FUEL OIL CONSUMPTION CHECK
   ⓑ AUTO PILOT CHECK
   ⓒ RADAR CHECK
14. EO/UMA TEST (4HRS)
  *INCORPORATED WITH ENDURANCE TEST
15. BRIDGE CONTROL TEST
   ⓐ MANEUVERING TEST
   ⓑ AUTO SLOW DOWN TEST
   ⓒ LOAD UP & DOWN PROGRAM FUNCTION CHECK
   ⓓ M/E NUMBER OF STARTING TEST
16. START BALLASTING
17. M/E BUNKER CHANGE
18. RETURN TO YARD

Collection @ kmou

2.2 표준대기 설계온도 조건

2.2.1 정상운전조건

디젤엔진의 표준대기 설계온도 조건은 ISO 주위기준조건(ambient reference conditions)인 ISO3046-1:2002(E)와 ISO15550:2002(E)을 사용하며, **Table 2.4**는 이를 아래와 같이 요약한 것이다.

Table 2.4 ISO ambient reference conditions

Parameter	ISO condition	Tropical condition	Specified condition	Remark
Barometric Pressure	1,000 mbar	1,000 mbar	1,000 mbar	
Ambient air Temperature	25℃	45℃	10℃	
Scavenge air Temperature	25℃	32℃	10℃	
Relative humidity	30%	60%	60%	

주기관은 ISO 대기조건(대기환경 25℃, 냉각수 온도 25℃) 및 최대 과급기 입구측 대기환경 45℃와 해수온도 32℃[소기냉각기(scavenge air cooler) 입구 측 냉각수온도 36℃]의 열대조건으로 매칭(matching) 및 설계된다. 그리고 표준조건으로 매칭된 엔진의 최저 허용 대기환경은 -10℃이다. 이들 정상 운전조건하에서(대기환경 -10℃~45℃와 SMCR의 30%이상의 엔진부하), 엔진의 SFOC를 줄이기 위해서 과급기 입구 측 대기환경과 소기온도는 가능한 낮게 유지해야 한다. 소기압력 또한 낮은 온도의 소기냉각수를 사용함으로써 줄어들 것이다. 그러므로, 운전 중에는 소기압력을 높이기 위해서는 낮은 대기환경에서 가능한 저온 소기냉각수 사용을 권장한다.

Collection @ kmou

조선소에서는 간혹 냉각수 온도를 여름과 겨울온도 조건에서도 일관되게 36℃로 설정하기도 한다. 이는 해수펌프의 용량을 줄임으로써 전력소비량을 줄이고 소기냉각기의 응축수를 줄이고자 시행한다. 이로 인해 소기냉각기에서의 냉각수 온도를 최대 허용온도인 36℃를 사용할 경우, 10℃로 사용하는 경우보다 연료소비율이 **Fig. 2.2**와 같이 대략 2 g/kW·h정도 증가한다. 그렇지만 해수펌프의 전력소비량이 연료소비량의 비용에 비해 훨씬 클 것이기 때문에 냉각수 온도를 36℃ 기준으로 설정하는 이유이다.

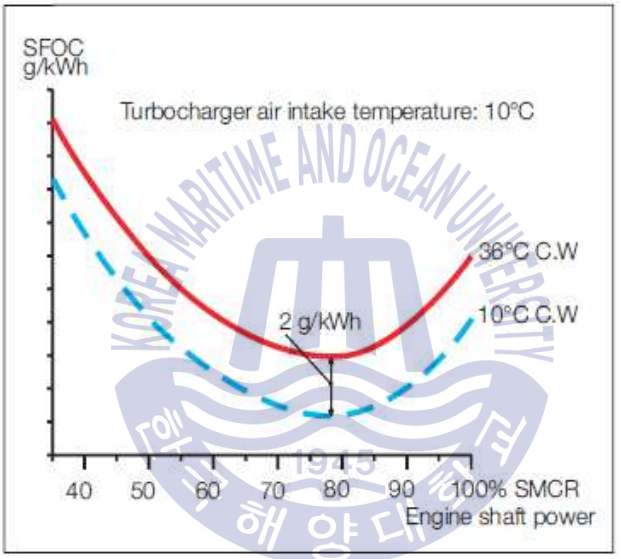


Fig. 2.2 Influence on SFOC of the cooling water[3]

일반적으로 별도의 사전조치 없이 운전 가능한 과급기(turbocharger) 입구측의 대기환경은 **Fig. 2.3**에서와 같이 -10℃~45℃이며, 온도가 너무 낮을 경우에는 소기압력이 기준치 이상으로 상승하고 너무 높은 온도에서는 소기 압력이 기준치보다 너무 낮을 것이다. 그러므로 이들 조건에서는 엔진에 별도의 사전조치를 고려해야 한다.

Collection @ kmou

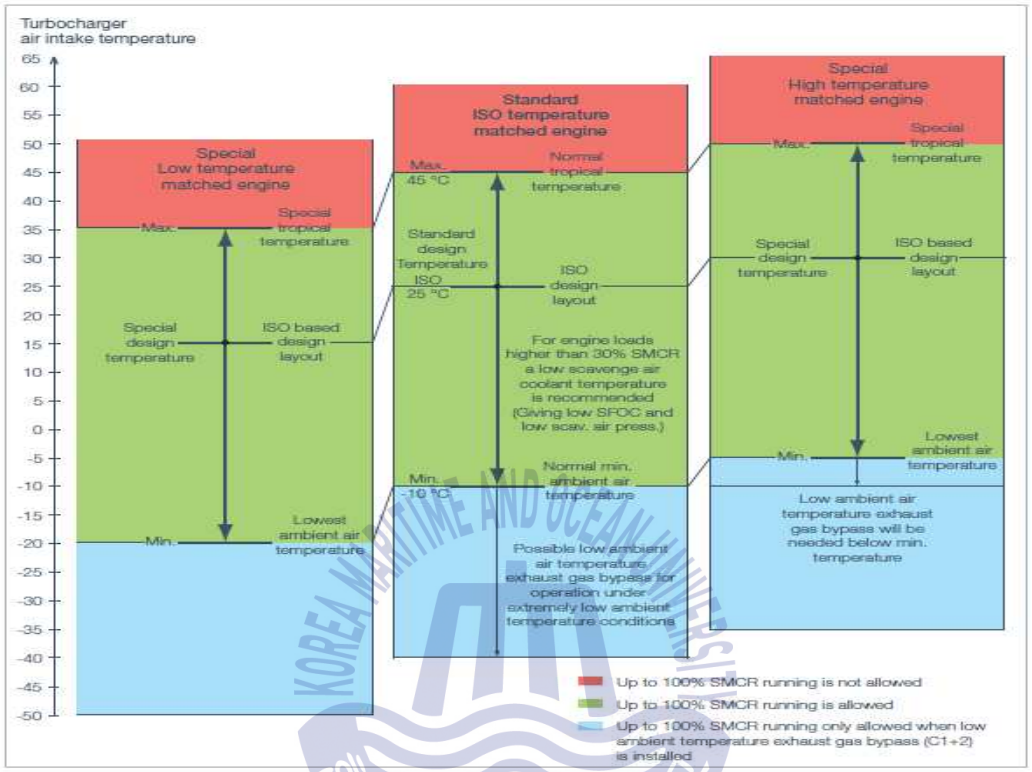


Fig. 2.3 Principles for standard and special high(or low) ambient air temperature matched engines [4]

2.2.2 특정지역에서의 부분 부하(part load) 운전

해수의 온도가 상승하면, 그에 따라 소기온도가 연소실 안의 열응력 상태에서 부정적인 현상을 초래하기 때문에 이를 예방하기 위해 선박용 엔진의 소기온도의 알람을 55℃로 설정한다. 해수온도가 상승한 지역에서 운전시 엔진의 최대출력은 소기온도 알람설정치 이하의 온도까지 엔진의 부하를 줄여야만 한다. 엔진으로부터 얻을 수 있는 부하수준은 어떠한 경우에서든 (42℃의 높은 해수온도) 선박의 안전조종성 수준보다 높지는 않을 것이다. 예를 들어, 항내에서 운항 중, 일반적으로 엔진부하는 상대적으로 낮을 것(SMCR 15%~30%, Specified Maximum Continuous Rating)이고, 연관된 소기온도는 냉각수온도보다 약간 높을 것이다. 그러므로 42℃ 정도의 항구 내에서의 해수온도는 엔진의 문제발생

Collection @ kmou

요소로 되지 않는다. 높은 해수온도의 운항지역에서, 일반적으로 소기온도가 알람 설정치까지 도달하지 않는 동안 부분 부하(part load)에서 운전이 가능하다. 만약, 알람이 발생한다면 엔진부하를 줄여야 한다.

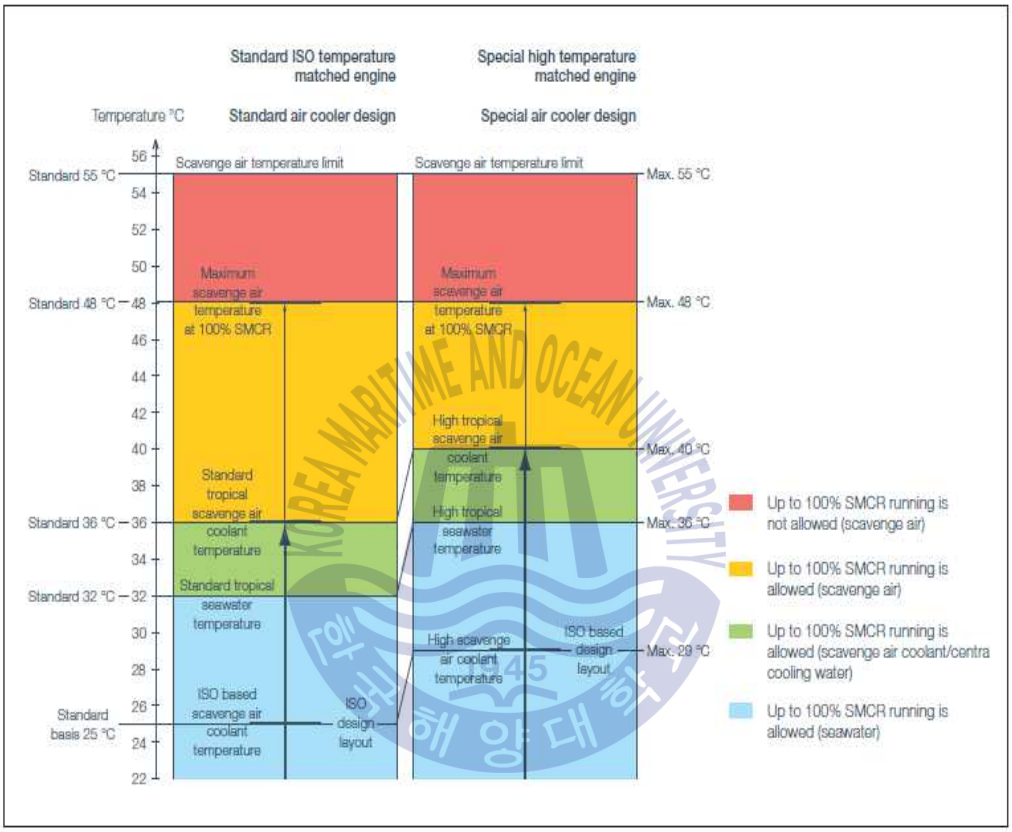


Fig. 2.4 Principles for layout of scavenge air cooler for standard and special high scavenge air coolant temperature (illustrated for a central cooling water system)

Collection @ kmou

2.2.3 열대온도 보다 높은 온도조건하에서의 운전특성

일반적인 엔진의 표준조건은 ISO 대기환경조건(대기환경 25℃, 냉각수온도 25℃)이다. 그리고 관련된 최대허용 열대대기환경조건은 대기환경 45℃와 냉각 해수온도 32℃와 청수온도 36℃이다.

과급기 흡입공기 측의 온도가 최대온도 45℃ 이상일 경우 소기압력이 감소한다. 이 압력저하는 ISO 대기환경 조건에서 소기압력을 더 높임으로써 보상될 수 있다. 이는 증가된 소기압력으로 부분 부하에서 엔진을 매칭하고 최적화해야 하는 것이며, 상대적으로 높은 대기환경 조건에서 엔진의 소기압력을 일반적으로 허용될 수 있는 소기압력보다 높게 설정해야하기 때문에 부분 부하에서의 최적화가 필수불가결한 요소가 된다. 열대온도 조건보다 높은 조건에서 제한 없이 운전이 필요할 때, 엔진설계(layout)는 ISO조건으로 설계된 인자(열부하 및 소기압력)들을 더 높은 온도 조건으로 설계해야 한다. 만일 엔진이 45℃+5℃=50℃ 같은 높은 흡입공기온도조건에서 운전이 필요할 때, 엔진은 ISO 조건으로 매칭된 25℃에서 5℃가 증가된 30℃의 대기환경 조건으로 매칭되어야 하며, ISO조건으로 설계된 열부하조건을 이 매칭포인터(대기환경 30℃)로 설정해야 한다. 위의 상태에서 최대 공기흡입온도는 45℃+5℃=50℃가 허용되며, 허용되는 공기 온도 범위도 **Fig. 2.4**와 같이 -10℃~45℃에서 -5℃~50℃로 변경된다. 이와 같이 높은 공기온도로 매칭된 엔진을 위해 -10℃의 온도에서도 제한 없이 운전이 필요하다면, 낮은 대기환경에서의 기준치보다 높은 소기압력을 조절하기 위한 배기가스를 바이패스(by-pass) 시스템을 고려하여야 한다.

Collection @ kmou

2.2.4 냉각 해수/청수온도가 열대 기준온도(32℃/36℃)보다 높은 온도 조건

열대 해수온도 32℃와 청수온도 36℃ 보다 높은 온도 조건에서는 소기냉각기의 표준설계는 냉각수 입구측과 소기의 출구온도의 차는 12℃로서 소기의 온도는 이로부터 48℃(36℃+12℃=48℃)로 나타내며, 여기에 7℃의 마진을 추가하여 SMCR기준 55℃에서 알람을 설정한다. 이 7℃는 모든 경우에서 오손(fouling) 마진으로서 고려되는 온도이다. 이것은 소기냉각기 설계에 있어 최대 소기온도는 55℃-7℃=48℃로 상승한다는 의미이다.

최대 소기냉각수 온도가 36℃에서 39℃로 3℃ 상승할 경우 소기온도는 기존의 48℃에서 연소실온도에 부정적인 영향을 미치는 51℃의 상승을 초래할 것이다. 증가한 최대 소기냉각기 선정시 반영하여 보상할 수 있다. 주어진 냉각수 온도에서 소기냉각기의 최대허용 유량의 유속범위 내에서 냉각수 유량을 약 15% 정도 증가시켜 더 큰 소기냉각기를 사용해야 한다. 이 소기냉각기의 명세는 상기의 **Fig. 2.4**에서와 같이 중앙냉각시스템에서 최대 허용 냉각수온도에(48℃-8℃=40℃) 따라, 온도 차는 최대 8℃까지 고려된다.

엔진명세가 최대 중앙냉각수온도(36℃+3℃=39℃)에서 필요하다는 것은 초기의 ISO기준인 25℃의 냉각수온도 조건을 기초로 한 열부하조건과 소기온도를 더 높은 냉각수온도 매칭포인터인 25℃+3℃=28℃에서 매칭한다는 의미이다.

2.2.5 극저온 대기환경 상태에서의 운전특성

반대로, 극저온 대기상태에서의 운전특성은 과급기의 입구측 온도가 극지방에서 저온상태로 선박 운항 시 공기의 밀도가 높아짐으로써 소기압력과 압축압력, 최대 폭발압력이 상승할 것이다. 그런 대기환경 조건하에서 과도한 압력상승을 방지하기 위해서 과급기 입구측 공기온도는 대기환경보다 얼마간 높게 유지시켜야 하며, 소기압력을 줄이면서 냉각수 온도는 가능한 낮게 유지시켜야 하며, 엔진의 부하도 줄여야 한다.

앞에서 언급된 바와 같이 극저온 대기환경 상태에서 엔진운전을 위해 다음과 같은 방법들이 고려되어야 한다.

Collection @ kmou

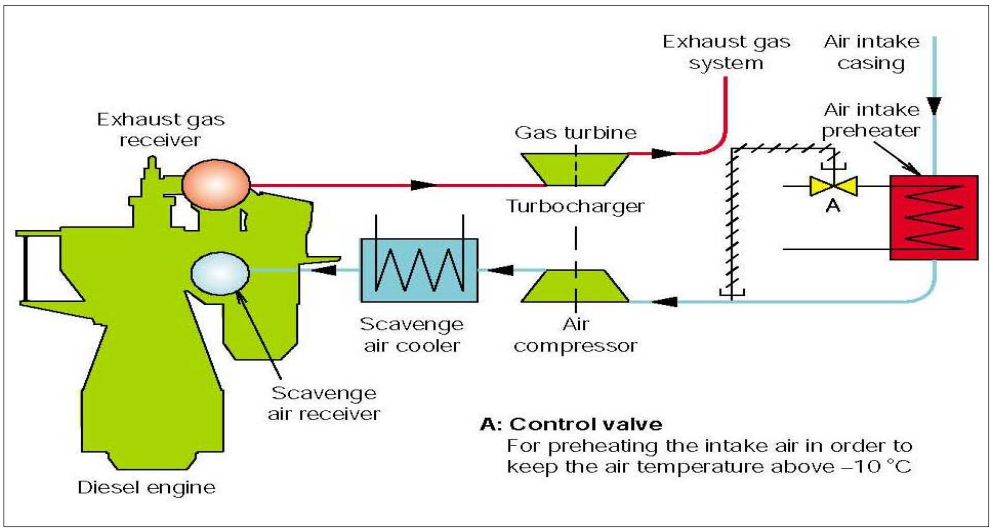


Fig. 2.5 Air intake pre-heater system[5]

저온의 대기환경의 고려사항은 과급기입구 측 흡입공기의 높은 밀도이다. 첫번째 방법은 **Fig. 2.5**에서 처럼 기관실로 유입되는 공기를 예열시키는 간단한 방법이다. 하지만 이 방법은 공기 예열을 위해 기관실 통풍관측에 히터(heater)를 설치해야 하므로 상대적으로 고비용이 소요되는 단점이 있다.

때때로 선박이 극저온이나 높은 대기환경에서 운행될 경우 소기를 **Fig. 2.6**과 **Fig. 2.7**과 같이 바이패스를 시키는 방법을 고려할 수 있으며, 이것은 ISO 표준 대기조건으로 매칭된 엔진을 저온의 대기환경 상태에서 운전하는 동안 소기를 바이패스 시스템을 통해 압력을 조절하는 방법이며, 소기나 배기가스를 바이패스시키는 시스템으로 구성된다.

엔진에 과도하게 공급된 공기 일부를 방출시켜 SMCR/ISO 운전조건하에서의 유효압력에 근접하도록 소기압력을 유지하는 방법은 방출되는 공기가 유증기를 포함하고 있으며, 방출 시 소음을 발생시킬 수 있기 때문에 기관실로 직접방출을 할 수 없어 별도의 방출 배관을 구성해야 한다.

Collection @ kmou

이 방법은 **Fig. 2.6**과 같이 조절장치 "C1" 을 이용하여 엔진을 부하범위 내에서 소기 일부를 방출시켜 소기압력을 조절하는 것으로 **Fig. 2.6**에서 볼 수 있듯이 저온의 대기환경에서의 운전 기간 동안 최대엔진 허용출력 또한 감소시켜야 하는 단점이 있다. 이와같이 **Fig. 2.6**은 -15℃ 이상의 공기온도 상태에서(10℃ 냉각수 온도) 운항할 때 ISO표준대기조건으로 매칭된 엔진으로 엔진자체의 부수적인 조치 없이 90%의 최대엔진 출력까지 사용할 수 있으며, "C1" 조절장치는 가변의 대기환경 바이패스 시스템으로 PLC(Programmable Logic Controller)을 구성하여 전기적으로 작동되는 전기식 또는 유압식 액츄에이터(actuator)로 바이패스 밸브를 조절한다.

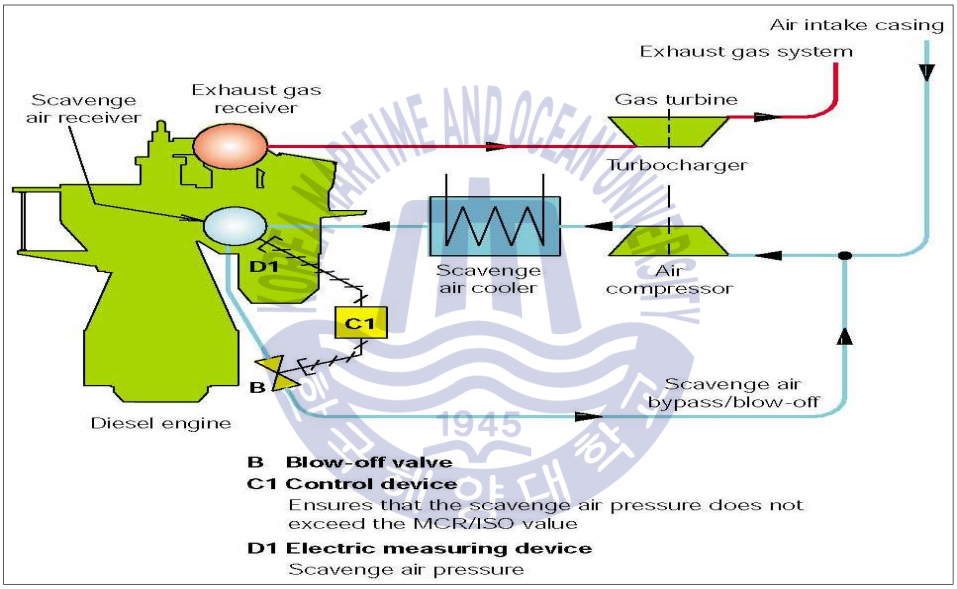


Fig. 2.6 Scavenge air by-pass/blow-off system

또 다른 방법은 과급기의 터빈에 공급되는 배기가스 일부를 바이패스 시킴으로써 과급기 압축측의 에너지를 감소시켜 엔진에 공급되는 소기 양을 조절하는 시스템이다. 이 시스템은 "C1+2" 조절장치를 사용하여 엔진 부하에 따른 소기압력을 ISO압력에 근접하도록 유지시키는 시스템으로 앞에 언급한 방법들보다는 좀 더 많은 유용성을 가진다. 이 시스템은 **Fig. 2.7**에서와 같이 조절장치 "C1+2" 를 사용하여 저온의 대기상태에서(소기압력이 높을 때) 엔진의 전체부하 범위(각 part Load)에 대하여 사용이 가능하다. 소기압력이 입력된 ISO기준

Collection @ kmou

의 소기압력 기준치를 초과할 때 대기조건과 관계없이 가변적으로 바이패스 밸브를 조절하여 엔진에 과부하가 발생하지 않도록 한다. 또한 배기가스온도는 상대적으로 높게 유지시킴으로써 저온의 대기환경 상태에서 정상운전 동안 과급기의 배기가스 출구 측의 배기가스온도가 공기 흡입 측 온도 1℃ 감소 당 배기온도 1.6℃하강하는 것을 0.3℃ 이내로 하강하도록 조절하기 때문에 저온의 대기 조건하에서 상대적으로 많은 폐열을 이용한 보일러의 스팀을 생산할 수 있도록 할 수 있다.

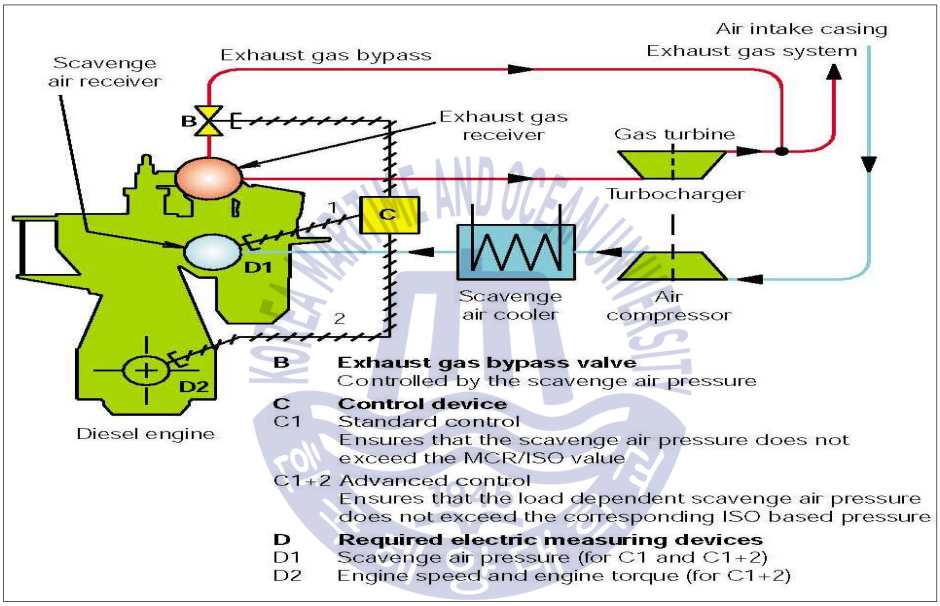


Fig. 2.7 Exhaust gas by-pass system

이 System의 구성은 개폐 정도의 조절이 가능한 버터플라이형(butterfly type) 바이패스 밸브, PLC를 구성하여 전기적으로 작동되는 전기 또는 유압식 액추에이터와 부가적으로 샤프트 토크와 엔진회전수(rpm)를 측정하기 위한 축 마력 측정장치, 소기 압력 측정 장치, 연료지수발신기(Fuel index transmitter)가 함께 구성된다. MAN사 ME형 엔진의 경우 ECS(Engine Control System)에 엔진의 부하, 연료지수(fuel index), 소기압력 신호가 이미 추가 되어 있기 때문에 관련된 부가장치의 설치는 불필요 하다.

Collection @ kmou

위 방법들 이외에 엔진의 출력을 줄이는 방법도 고려될 수 있으나, 이 경우에는 극저온 대기 온도 하에서 최대출력에 영향이 없어야 한다. 이 의미는 극저온 대기 온도 하에서의 사용 가능한 엔진 출력의 범위가 한정된다는 의미로써 이 방법을 고려하기 위해서는 극저온 지역에서 선박 운항 시 사용 가능한 출력범위를 제한해야 하므로 사전에 면밀한 검토가 이루어 져야 한다. **Fig. 2.8**은 영하 10℃이하에서의 엔진 작동을 위한 추가조치사항을 나타내고 있다.

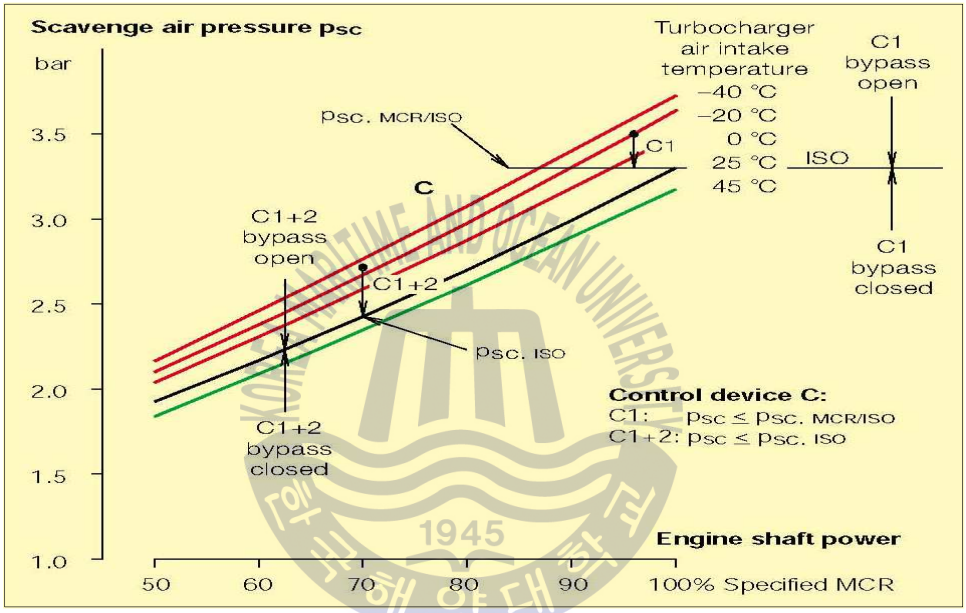


Fig. 2.8 Additional measures for operating the engine in extreme low temperature air temperatures below -10℃

Collection @ kmou

2.2.6 -10℃ 이하의 엔진운전을 위한 부가적인 조치사항

저온의 해수온도 상태에서 윤활유 냉각기의 냉각수 입구 측의 온도가 10℃보다 낮아지면 냉각기 안의 오일의 점도가 너무 높아져 냉각기의 열 교환율이 불충분하게 될 수 있기 때문에 냉각수의 일부는 10℃ 이상의 온도를 유지하기 위해서 냉각수 시스템내의 온도조절 밸브를 이용하여 재순환 시켜야 한다. 그리고 윤활유 펌프에서 적당한 흡입상태를 확보하기 위해서는 오일의 점도를 유지해야 하며 이를 위해서는 윤활유 바닥탱크의 흡입 측 파이프 부근에 히팅코일 설치를 고려해야 한다.

그 외에 부가적인 조치로써 아래의 사항들을 상황에 따라 고려해야 한다.

- 실린더 주유기(lubricator)를 위한 전기히터의 용량 증가 또는 이를 위한 부수적인 장치
- 실린더 오일 배관의 열선(heating tracing)/절연(insulation) 보강
- 연료유 배관의 열선 보강
- 정박기간 중 자켓 냉각수 예열기(Jacket water pre-heater)의 용량 증가
- 전기모터 보호를 위한 공간히터(space heater)설치
- 빙하 또는 얼음조각으로부터 막힘 방지를 위한 시체스트(sea chest)의 구조변경

Collection @ kmou

2.3 엔진성능에 영향을 미치는 성능인자[6]

2.3.1 평균지시압력(Pi)

지시압력의 평균값으로 어느 정도의 부하를 엔진에 걸 수 있는지 판단하는 측도이다. 각 실린더의 Pi는 모든 실린더의 평균값에서 0.5 bar이상 벗어나지 않도록 해야 하며, 특히 각 배기밸브 후의 가스온도를 기준으로 하여 이 부하 평형을 조절하면 안 된다. 부하가 고르게 분배되지 않으면 거버너의 동작이 불안정해 질 수 있다.

2.3.2 최고폭발압력(P_{max})

각각의 P_{max}가 평균값보다 3 bar이상 차이가 나면 그 원인을 찾아내어 바로잡아내야 하며, 압력상승(P_{comp}- P_{max})은 35 bar로 규정된 제한값을 초과하지 않도록 해야 한다.

2.3.3 연료펌프 인덱스(Index)

연료펌프 인덱스의 마모와 흡입밸브의 누설은 평균압력을 좌우하는 연료펌프 인덱스를 증가시킨다. 그러나 연료펌프 인덱스는 연료유 점도(점도가 낮으면 연료펌프의 누설량이 많아져 더 많은 인덱스 필요)와 연료유의 발열량과 비중 및 주위조건, P_{max} 등에 의해서도 영향을 받으므로 주의해야 한다. 연료펌프 인덱스가 약 10% 증가하게 되면 분해점검을 시행하여야 하며 심하게 마모된 상태로 운전하면 엔진을 시동하는데에 큰 문제가 발생한다.

2.3.4 배기가스 온도($T_{exh.}$)

공기공급시스템과 연소가스 시스템에 이상이 발생하면 배기온도가 올라간다. 엔진은 기후변화와 나빠진 운전조건하에서도 엔진을 운전시키기 위하여 제한된 범위내에서 열부하의 증가를 허용하도록 설계된다.

Collection @ kmou

2.4 온도변화에 따른 엔진성능 보정[7]

2.4.1 성능변수의 보정

측정된 성능변수들(P_{max}, P_{comp}, P_{scv}, T_{exh})을 정확하게 평가하려면 ISO 기준조건으로 보정해야 한다. 기준조건들은 다음과 같다.

T_{in} = 공기 입구온도 = 25℃
T_{coolin} = 공기 냉각기 냉각수 입구온도 = 25℃(소기공기 온도 = 39℃)
P_{baro} = 대기표준압력 = 1 bar(1,000 mbar) = 750 mmHg
연료유 저위발열량 : 10.200 kcal/kgf (42,700 kJ/kgf)

P_{max}, P_{comp}, P_{scav}, T_{exh}의 보정

위 변수들(P_{max}, P_{comp}, P_{scav}, T_{exh})에 대해 기준조건에 대한 공기입구와 T_{coolin}의 차이를 보정한다. 방법으로는 도표에 의한 방법과 일반적인 공식을 사용하는 계산에 의한 방법이 있다.

$$A_{corr} = (T_{meas} - T_{ref}) \times F \times (K + A_{meas})$$

여기서,
A_{corr} = 변수에 적용될 보정값, 즉 P_{max}, P_{comp}, P_{scav}, T_{exh}
T_{meas} = 측정된 T_{in} 또는 T_{coolin}
T_{ref} = 기준조건의 T_{in} 또는 T_{coolin} (기준조건일 경우에는 25℃)
F1, F2 = 상수, **Table 2.5** 참조
K = 상수, **Table 2.5** 참조
A_{meas} = 보정할 측정값, 즉 P_{max}, P_{comp}, P_{scav}, T_{exh}

Collection @ kmou

Table 2.5 Correction of performance parameters pressure

Factor	F1 : Inlet temp.	F2 : Scav. air coolant temperature	K
T_{exh}	- 2.466 x 10^{-3}	-0.59 x 10^{-3}	273
P_{scav}	+ 2.856 x 10^{-3}	-2.220 x 10^{-3}	P_{baro} 1 bar or 750 mmHg
P_{comp}	+ 2.954 x 10^{-3}	-1.530 x 10^{-3}	P_{baro} 1 bar or 750 mmHg
P_{max}	+ 2.198 x 10^{-3}	-0.810 x 10^{-3}	P_{baro} 1 bar or 750 mmHg

2.4.2 배기가스 온도 보정

엔진은 제한된 범위 내에서 열부하의 증가(T_{exhv}의 증가)를 허용하도록 설계되었다. 이것은 기후변화와 나빠진 운전조건 하에서도 엔진을 운전시키기 위함이다. 다음 사항들을 평가하여 엔진이 열부하의 안전 제한된 값을 초과했는지 판단할 수 있다. Table 2.6은 배기가스 온도 증가의 원인과 허용된 값을 나타낸다.

Table 2.6 Cause of exhaust gas temperature increase and permissible deviation[8]

원인	최대온도 증가(℃)	비고
-과급기의 오손(흡입구 필터 포함)과 배기가스연도의 오염(과급기후의 배기가스 압력)	+30	과급기 후의 배기가스 압력:
-공기냉각기 오손	+10	정상운전값 :
-기계적인 결함(추정)	+10	100-300 ㎜WC
-기후 조건(주위)	+45	최대배압 :
-중유로 운전	+15	MCR에서 350 ㎜WC
계	110	

ISO3046-1:2002(E)과 ISO15550:2002(E) 이외의 경우와 그리고 SMCR에서 배압(back-pressure) 300 ㎜WC 이외의 경우 수정변수가 Table 2.7에서 표준적으로 나타내고 있다. 그리고 배기가스 데이터에서 상응하는 상대적인 변화는 식에서 확인할 수 있다.

Collection @ kmou

Table 2.7 Correction of exhaust gas data for ambient condition and back pressure[9]

Parameter	Change	Change of exhaust gas temperature	Change of exhaust gas amount
Blower inlet temperature	+ 10℃	+ 16.0℃	+ 4.1%
Blower inlet pressure (barometric pressure)	+ 10 mbar	- 0.1℃	+ 0.3%
Charge air coolant temperature (seawater temperature)	+ 10℃	+ 1.0℃	+ 1.9%
Exhaust gas back pressure at the specific MCR point	+ 100 mmWC	+ 5.0℃	- 1.1%

아래와 같이 ISO보정값을 이용한 계산과정을 한 예를 통해 ISO보정식을 나타낸다.

기준조건

대기온도 : 20℃

소기냉각수 온도 : 18℃

대기압력 : 1,013 mbar

배기가스배압(at SMCR) : 300mm WC

Derated engine specification

NMCR : 14,280 kW x 105 rpm

SMCR : 12,138 kW x 94.5 rpm (90% of NMCR)

NCR : 9,710 kW x 87.7 rpm (80% of SMCR)

Collection @ kmou

대기조건과 배기가스배압에 대한 배기가스 수정방정식

$M_{amb}\%$ = -0.41x(T_{air}-25) + 0.03x(P_{bar}-1000) + 0.19x(T_{cw}-25) - 0.011x(P_m-300) %

$T_{amb}℃$ = 1.6x(T_{air}-25) - 0.01x(P_{bar}-1000) + 0.1x(T_{cw}-25) + 0.05x(P_m-300) ℃

$M_{amb}\%$ = ISO 조건에서 배기가스량의 변화량(%)

$T_{amb}℃$ = ISO조건에서 배기가스온도의 변화온도(℃)

1) SMCR과 매칭점 O의 선택에 대한 수정

$P_{M\%}$ = (12,138/14,280) x 100 = 85%

$N_{M\%}$ = (94.5/105) x 100 = 90%

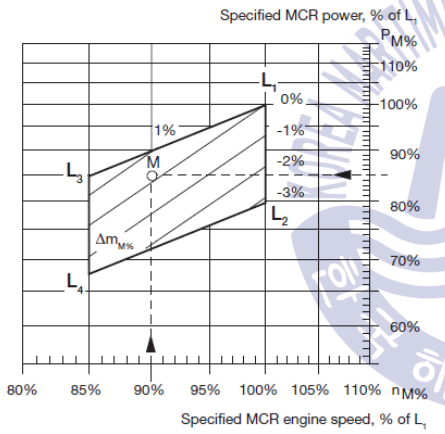


Fig. 2.9 Change of specific exhaust gas amount, $\Delta m_{M\%}$ in % of L_1

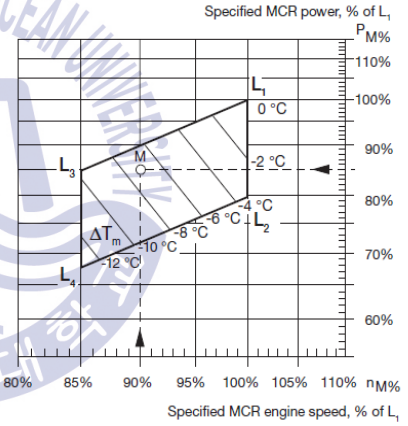


Fig. 2.10 Change of exhaust gas temperature, ΔT_M in point M, in ℃ after turbocharger relative to L_1 value

상기 **Fig. 2.9**와 **Fig. 2.10**의 표를 이용하여 아래와 같은 배기가스량과 배기가스온도에 대한 변화량을 얻을 수 있다.

NMCR의 배기가스량에 대한 변화량 $\Delta m_{M\%}$ = +0.25%

L1값에서의 배기가스온도의 변화량 ΔT_M = - 7.2℃

Collection @ kmou

아래 식을 이용하여 ΔT_o을 얻을 수 있다.

ΔT_o = -0.3 x (100 - P_o%)

= -0.3 x (100 - 100) = 0℃

2) 대기조건과 배기가스배압에 대한 수정

대기조건과 배기가스배압에 대한 배기가스 수정방정식을 이용하여 아래와 같은 결과를 얻을 수 있다.

ΔM_{amb} = -0.41x(20-25) + 0.03x(1013-1000) +0.19x(18-25) -0.011x(300-300)

ΔM_{amb} = +1.11%

ΔT_{amb} = 1.6x(20-25) -0.01x(1013-1000) + 0.1x(18-25) + 0.05x(300-300)

ΔT_{amb} = -8.8℃

3)엔진부하에 대한 수정

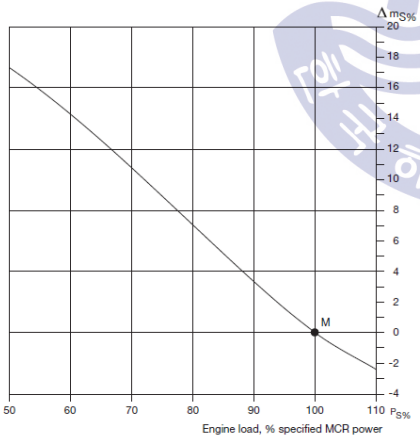


Fig. 2.11 Change of exhaust gas amount, Δm_s in ℃ at part load

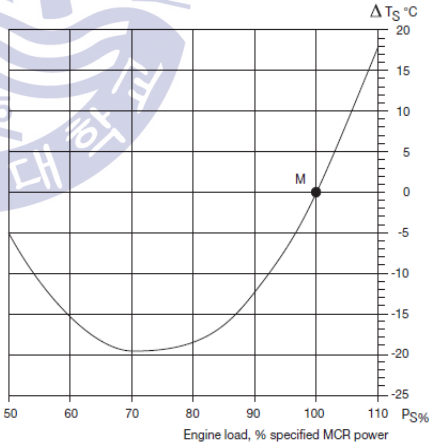


Fig. 2.12 Change of exhaust gas temperature, ΔT_s in ℃ at part load

상기 **Fig. 2.11**와 **Fig. 2.12**의 표를 이용하여 NCR(80% of SMCR)에 대한 값을 아래와 같이 얻을 수 있다.

Collection @ kmou

$\Delta m_{s\%}$ = + 7.1%

ΔT_S = -18.8℃

최종계산은 아래의 관계식을 이용하여 **Table 2.8**에서 M_{L1}값과 T_{L1}값을 확인하여 M_{exh}와 T_{exh}의 값을 얻을 수 있다.

$$M_{exh} = M_{L1} \times \frac{P_M}{P_{L1}} \times \left\{1 + \frac{\Delta m}{100}\right\} \times \left\{1 + \frac{\Delta M_{amb\%}}{100}\right\} \times \left\{1 + \frac{\Delta m_{s\%}}{100}\right\} \times \frac{P_{S\%}}{100},\ \text{kg/h(+/-5\%)}$$

T_{exh} = T_{L1} x ΔT_M + ΔT_O + ΔT_S , ℃ (-/+15℃)

Other values

Table 2.8 List of capacities for 6S60ME-C8 at NMCR

Classification	Seawater cooling						Central cooling					
	Conventional TC			High eff. TC			Conventional TC			High eff. TC		
	-	-	-	1 x TCA77 -21	1 x A180 -L35	1 x MET71 MA	-	-	-	1 x TCA77 -21	1 x A180 -L35	1 x MET71 MA
Fuel oil heater kW	NA	NA	NA	150	150	150	NA	NA	NA	150	150	150
Exh. gas temp. ℃	NA	NA	NA	245	245	245	NA	NA	NA	245	245	245
Exh. gas amount kg/h	NA	NA	NA	128,400	128,400	128,400	NA	NA	NA	128,400	128,400	128,400
Air comsumption kg/h	NA	NA	NA	35	35	35	NA	NA	NA	35	35	35

M_{L1} = 128,400 kg/h

M_{exh} = 128400 x (12138/14280)x (1+0.25/100) x (1+1.11/100) + (1+7.1/100)x80/100

M_{exh} = 94800kg/h +/-5%

Collection @ kmou

T_{L1} = 245℃

T_{exh} = 245-7.2-0.0-8.8-18.8

T_{exh} = 210.2℃ -/+15℃

2.4.3 연료소비율 보정

SFOC(g/kW・h)는 ISO 3046-1:2002(E)와 ISO 15550:2002(E)에 따라 대기환경 조건은 아래와 같다.

대기압력 : 1,000 mbar
대기환경 : 25℃
소기냉각수 온도 : 25℃
연료유 발열량 : 42,700 kJ/kg(~10,200 kcal/kg)

SFOC은 아래 **Table 2.9**에서와 같이 저위발열량과 대기조건은 ISO 조건과 다른 값을 전환 인자를 통해 조정되어야 한다.

Table 2.9 SFOC reference conditions and guarantee

Parameter	Condition change	With Pmax adjusted	Without Pmax adjusted
		SFOC change	SFOC change
Scav. air coolant temperature	per 10° C rise	+ 0.60%	+ 0.41%
Blower inlet temperature	per 10° C rise	+ 0.20%	+ 0.71%
Blower inlet pressure	per 10 mbar rise	- 0.02%	- 0.05%
Fuel oil lower calorific value	rise 1% (42,700 kJ/kgf)	- 1.00%	- 1.00%

아래와 같은 FOC_{ISO}수식은 총 보정값(Total Conversion Factor)을 이용하여 한 예를 통해 ISO보정식으로 나타낸다. [10]

Collection @ kmou

FOC_{ISO} = FOC / (1 - TCF)

= 135.7 / (1 + 0.0404)

= 130.4 g/kW • h

TCF = T1F + T2F + PF + HF

TCF = 0.002 - 0.0114 - 0.0004 + 0.052

= - 0.0404

ISO조건에 따른 연료소모율의 보정값은 -0.0404으로 나타나며, T1F, T2F, PF, HF값은 아래와 같은 수식에 의해 도출해 낼 수 있다.

1. 대기온도에 의한 전환인자 (T1F), (T1=28℃인 경우) :

T1F = 0.002 x (T1 - 27) / 10

= 0.002 x (28 - 27) / 10

= 0.002

2. 공기냉각수 입구온도에 의한 전환인자 (T2F), (T2=20℃인 경우)

T2F = 0.006 x (T2 - 39) / 10

= 0.006 x (20 - 39) / 10

= -0.0114

3. 대기압력에 의한 전환인자 (PF), (P=1,020 mmbar인 경우)

PF = 0.0002 x (P - 1000) / 10

= 0.0002 x (1020 - 1000) / 10

= 0.0004

4. 저위발열량에 의한 전환인자 (HF), (H=9,670 kcal/h)

HF = (H - 10200) / 10200

= (9670 - 10200) / 10200

= -0.052

Collection @ kmou

제 3 장 대상엔진의 시험별 데이터 및 엔진 성능 분석

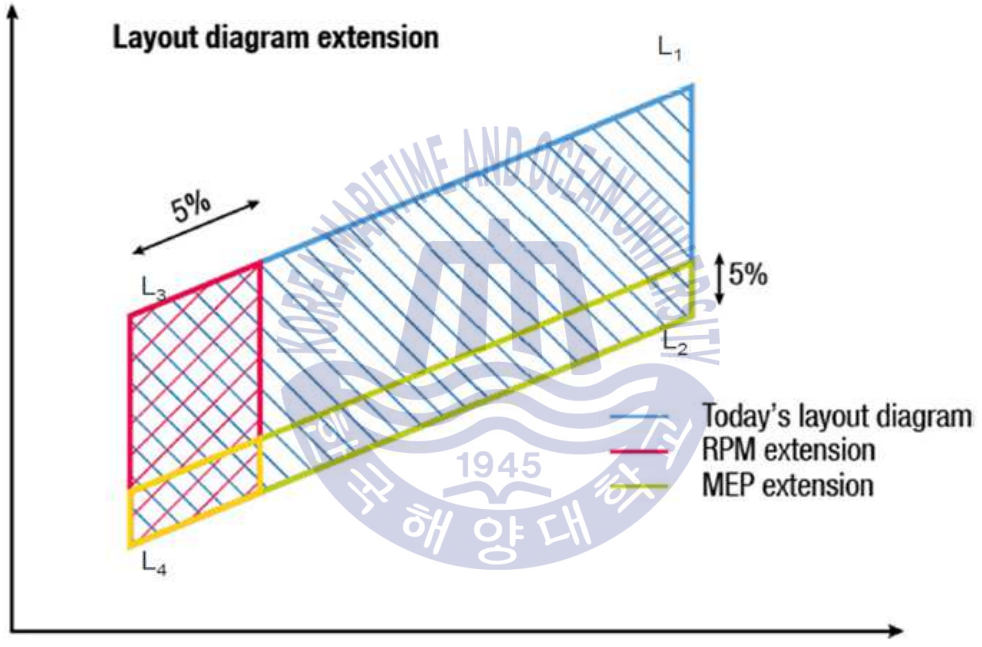
선박의 해상시운전 일정이 다른 각각의 선박에 탑재된, 동일명세의 엔진인 8대 엔진을 선정했다(**Table 3.1**). 알파벳순서에 따라 ABC순으로 엔진을 표본대상으로 선택하였으며, **Table 3.1**과 같이 해당 시운전일정은 각각 달리 나타나고 있다.

Table 3.1 Specification of model engine [11]

Engine	A	B	C	D	E	F	G	H
Date (Based on shop test)	7/28	9/23	12/23	11/29	1/23	1/29	3/30	5/20
Date (Based on sea trial)	1/14	2/2	3/7	4/12	5/17	6/30	9/21	10/18
Vessel type	1,800 TEU container							
Main engine type	6S60ME-C8.5					6S60ME-C8.2		
SMCR (kW x rpm)	13,400 x 104					10,500 x 96		
NCR (kW x rpm) (90% MCR)	12,060 x 100.4					9,450 x 92.7		
SFOC at NCR (g/kW • h)	165.3					161		

Collection @ kmou

Table 3.1에서 주기관형식은 6S60ME-C8.2와 6S60ME-C8.5로 대상엔진을 적용하게 되며 Fig. 3.1에서 Fig. 3.3까지는 대상엔진의 주기관 형식의 개선으로 인한 두 엔진의 주요 차이점을 나타내고 있다. C8.2에 비해 C8.5는 회전수가 5% (최저회전수가 89 rpm에서 84 rpm으로 확장), 평균유효압력이 5% 확장되었고, 크로스헤드 베어링의 폭이 530 ㎜에서 542 ㎜, 연접봉 베어링의 폭은 216 ㎜에서 222 ㎜로 커졌음을 보여주고 있다. SFOC는 본선 적용 C8.2의 경우 161 g/kW·h, C8.5의 경우 165.3 g/kW·h을 보여주고 있다. [12]



S60ME-C8.5	89->84	

Fig. 3.1 Difference of MAN 6S60ME-C8.2 and C8.5

Collection @ kmou

Crosshead bearing, MAN S60/65/70ME-C8.2/C8.5

	S60ME-C8.2	S65ME-C8.2	S70ME-C8.2
W	530 mm	570 mm	618 mm

- Cylinder distance; same for 8.2 and 8.5

	S60ME-C8.5	S65ME-C8.5	S70ME-C8.5
W	542 mm	580 mm	624 mm

- Crosshead, bearing cap and connecting rod is adapted to the new bearing shell
- No material change.

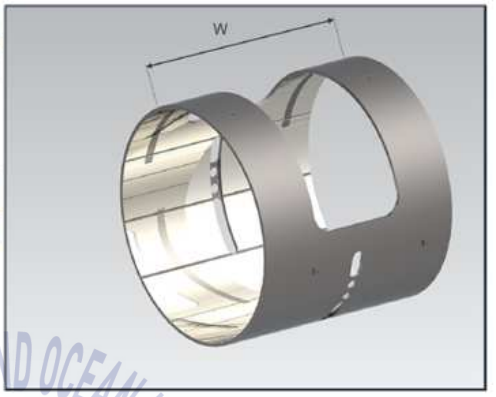


Fig. 3.2 Difference of 6S60ME-C8.2 and C8.5 -2

Connecting rod bearing, MAN S60/65/70ME-C8.2/C8.5

	S60ME-C8.2	S65ME-C8.2	S70ME-C8.2
W_1	216 mm	228 mm	252 mm
W_2	190 mm	198 mm	221 mm

- Bearing cap and connecting rod is adapted to the new bearing shell.

	S60ME-C8.5	S65ME-C8.5	S70ME-C8.5
W_1	222 mm	236 mm	256 mm
W_2	Pending	Pending	Pending

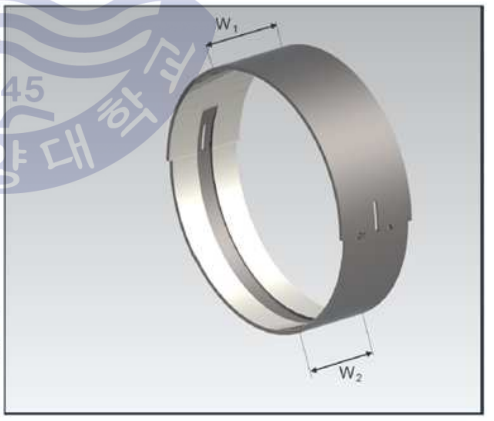


Fig. 3.3 Difference of 6S60ME-C8.2 and C8.5 -3

Collection @ kmou

3.1 공장시운전 대상엔진 데이터

3.1.1 공장시운전의 부하와 회전수 관계

공장시운전에 사용된 부하 대비 회전수를 확인하기 위하여 프로펠러법칙(propeller's law)에 따라 회전수를 계산해 보고 실측 데이터를 확인하였다. 공장시운전시에는 계산에 따라, 100% 출력인 SMCR을 기준으로 해당부하의 정확한 회전수에서 동력계를 작동시켰으나, 해상시운전은 공장시운전에서 구해진 회전수를 기준으로 해당부하 시운전을 실시하고 있어, 시마진(sea margin)만큼(15%~25%) 낮은 출력을 보여주고 있다. 그러나 해상시운전에서의 부하 정의는 무의미할 정도로 조선소에서 임의로 부하와 회전수를 정의하고 있음을 보여 주었다. 이는 해상시운전이 엔진성능평가에 중점을 두지 않고, 선박의 조종성 및 운항성을 평가하는데 있어, 공장시운전처럼 동력계로 엔진의 부하조정을 정확히 하지 않는데 있다고 본다.

Table 3.2 Correlation of load and revolution

M/E		6S60ME-C8.5			6S60ME-C8.2		
		shop test	sea trial		shop test	sea trial	
			measured	15% sea margin		measured	15% sea margin
25%	rpm	65.5	X		60.5	X	
	kW	3,350	X		2,625	X	
50%	rpm	82.5	X		76.2	X	
	kW	6,700	X		5,250	X	
75%	rpm	94.5	97.3		87.2	89.3	
	kW	10,050	8,532		7,875	7,202	
90% (NCR)	rpm	100.4	103.4	95.8	92.7	95.06	88.5
	kW	12,060	10,475	10,487	9,450	8,602	8,217
100%	rpm	104	107.1		96	98.34	
	kW	13,400	11,652		10,500	9,582	
		1) 90%, 13,400 : 104^3 = 12,060 : 100.4^3 2) 75%, 13,400 : 104^3 = 10,050 : 94.5^3 3) 50%, 13,400 : 104^3 = 6,700 : 82.5^3 4) 25%, 13,400 : 104^3 = 3,350 : 65.5^3			1) 90%, 10,500 : 96^3 = 9,450 : 92.7^3 2) 75%, 10,500 : 96^3 = 7,875 : 87.2^3 3) 50%, 10,500 : 96^3 = 5,250 : 76.2^3 4) 25%, 10,500 : 96^3 = 2,625 : 60.5^3		

Collection @ kmou

3.1.2 공장시운전 결과서

Table 3.3은 상용출력시에서의 실제 측정된 공장시운전 결과서(대상엔진 B)의 예를 나타내고 있다. 본 논문에서 분석하는 인자 이외에도 많은 데이터들을 수집하고 있음을 알 수 있다.

Table 3.3 Result of NCR performance at shop test

* Room Temperature : 26.9 ℃	* Atmospheric Pressure : 1016 mbar	*Humidity: 65.1 %

Engine Speed	Water Brake	Brake Power	Fuel Index ECU	Swash Plate Pos.(%) (No.1,2,3)			NOTCH
100.4 rpm	163.3 tonf·m	12060 kW	94 %	50	54	54	8.5

System		Main L.O	P.C.O	Fuel Oil	Cooling F.W	Hydraulic Main
In	Press.(kg/cm²)	2.2		8.3	4.3	277 bar
	Temp.(℃)	43		47	72	-

Cyl. NO.		Avg.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Pmax.	bar	170.1	171	170	171	169	170	170								
Pcomp.	bar	144.3	144	144	145	144	144	145								
Exh.Gas Out.	℃	367.2	382	353	365	370	365	368								
Cover C.F.W Out.	℃	82.7	83	82	83	82	84	82								
P.C.O Out	℃	59.3	60	60	59	59	59	59								

Air Cooler							Scavenging Air	
NO.		1	2	3	4	Avg.	Pressure	Temperature
Bef. Cooler Press	mmHg	1970				1970	2.64 kg/cm²	36 ℃
Press. Drop	mmAq	155				155	Air receiver pressure	1940 mmHg
Air In.	℃	182				182	Exhaust Manifold Pressure	2.49 kg/cm²
Air Out.	℃	44				44	Specific Fuel Oil Consumption	
Fresh Water In.	℃	27				27	Meas.(kg/h) / Meas.(g/kWh)	Correct(g/kWh)
Fresh Water Out.	℃	67				67	2128.0 / 176.45	172.62

TurboCharger

Turbo Charger	Speed	Blower Inlet			Before Turbine		After Turbine		L.O.inlet	L.O.(℃)	
	rpm	℃		mmAq	℃	mmHg	℃	mmAq	Press.(kg/cm²)	In	Out
NO. 1	12748	28 33	27 26	88	415	1850	242	250	1.70	44	77
NO. 2											
NO. 3											
NO. 4											
Avg.	12748	28.5		88	415	1850	242	250	1.70	44	77

* AVM : 1.00 mm * Thrust Pad : 47 ℃

Note : 1) The Fuel Oil Consumption is corrected to Lower Calorific Value 10200 kcal / kg & I.S.O condition

dCollection @ kmou

3.2 공장시운전시 대상엔진 성능인자 분석

Table 3.4는 공장시운전 일정에 따라 대상엔진을 상용출력으로 운전하고 획득한 엔진성능 인자들을 실측값과 ISO조건으로 변환한 값을 나타내고 있다.

본 절에서는 대기온도에 따른 엔진성능 인자의 변화 즉, 소기압력, 최고폭발압력, 압축압력, 배기가스온도의 변화를 고찰하였다. 연료소비율은 NCR에서 C8.5, C8.2의 공칭소비율인 165.3, 161에 비해 실측에서는 168.1~172.6, 164.6~167로 높게 나타나고 있다.

Table 3.4 Comparison table of model engines for shop test(at NCR)

Engine		A	B	C	D	E	F	G	H
Shop test (Based on shop test)		07/28	09/23	12/23	11/29	01/23	01/29	03/30	05/20
Main engine type		6S60ME-C8.5					6S60ME-C8.2		
Revolution	rpm	100.4					92.7		
Output	kW	12,060					9,450		
SFOC (g/kW·h)	Nomi	165.3 at NCR					161 at NCR		
	Mea	171.9	176.5	172.2	176.1	174.1	167.2	167.6	169.8
	ISO	**168.1**	**172.6**	**168.4**	**172.6**	**170.8**	**164.9**	**164.6**	**167**
Daily fuel consumption	Ton/day	49.75	51.09	49.84	50.97	50.39	37.92	38.01	38.51
Ambient temp.	℃	32	27	13.5	14.8	4.1	12.5	18.1	23
Scav. air pressure (bar)	Actual	2.46	2.49	2.63	2.61	2.73	2.7	2.58	2.51
	ISO	2.51	2.65	2.54	2.57	2.51	2.56	2.46	2.54
Max. combustion pressure (bar)	Actual	169.6	170.1	170.2	169.9	169.9	170.1	171.5	169.9
	ISO	172.5	170.8	166.9	168.6	162.3	165.4	168	171.1
Compression pressure (bar)	Actual	139.5	144.3	144.5	142.5	150.8	142.3	137.9	136.1
	ISO	142.4	144.9	140.8	140.7	141.7	137	133.8	137.4
Exhaust gas temp. (℃)	Actual	400	415	360	373	350	360	370	370
	ISO	381.5	410.1	374.1	372.6	380.4	377.5	379.2	365.3
H/T cyl. cover outlet temp.	℃	88.3	82.7	80.8	82.5	80	88.7	88.7	87.8
P.C.O outlet temp.	℃	53.2	59.3	52	60.7	51	51.8	52.3	52

Collection @ kmou

3.2.1 대기온도에 따른 소기압력(P_{scav})의 변화

Fig. 3.4는 대기온도에 따른 대상엔진별 실측 소기압력과 ISO변환 소기압력을 나타내는 그래프인데, X축은 대기온도를 나타내며, Y축은 소기압력을 나타내고 있다. 점선은 추세선으로 소기압력의 경향을 나타내고 있다. **Fig. 3.4**에서 대기온도에 따른 실측 소기압력의 변화는 대기온도의 변화와 반비례하게 나타내고 있다. 결국 동절기에는 소기압력이 높고 하절기에는 소기압력이 상대적으로 낮아지는 현상을 알 수 있다. 이는 온도 변화에 따른 공기밀도의 영향으로 볼 수 있다. 반면에 ISO변환 소기압력 그래프는 온도변화에 따라 완만한 상승형태의 경향을 보이고 있다. 이는 ISO변환 소기압력은 대기온도의 변화에 따른 보정의 결과가 있음을 관찰할 수 있다.

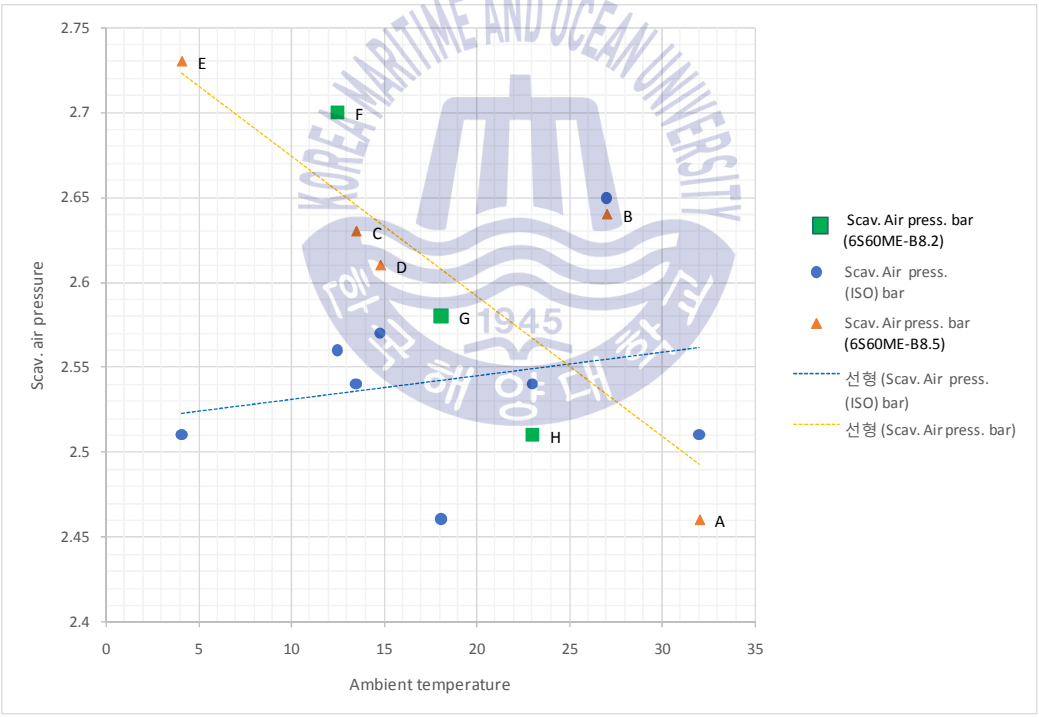


Fig. 3.4 Scavenge pressure on the ambient temperature

Collection @ kmou

3.2.2 대기온도에 따른 최고폭발압력(P_{max}) 변화

Fig. 3.5는 대기온도에 따른 대상엔진별 실측 최고폭발압력과 ISO변환 최고폭발압력의 변화를 나타내는 그래프인데, X축은 대기온도을 나타내며, Y축은 최고폭발압력을 나타내고 있다. 점선은 추세선으로 최고폭발압력의 경향을 나타내고 있다. 대기온도에 따른 최고폭발압력은 8대 엔진 모두 170±bar로 일정함을 보여주고 있어, P_{max}가 **Fig 3.6**과 같이 제한되고 있음을 알 수 있다. ISO변환 최고폭발압력은 대기온도가 상승하면 P_{max}도 증가하는 경향을 관찰할 수 있다.

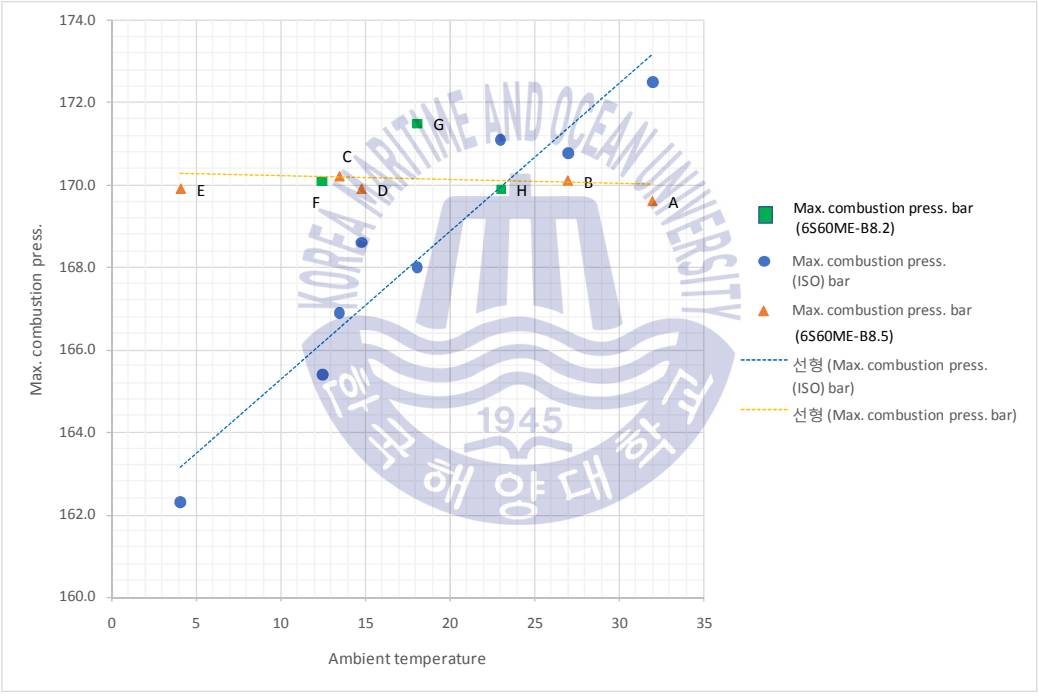


Fig. 3.5 Maximum combustion pressure at NCR on the ambient temperature

Fig 3.6은 P_{max} limited 기능이 75%에 작동하여 85%~100% 까지 일정한 P_{max}를 유지시켜주는 것을 보여준다. MDT-MC형 엔진에서는 연료분사시기 자동조정장치인 VIT(Variable Injection Timing, **Fig 3.7**)를 채용하여, 연료소비율을 1 g/ps·h 정도 절감할 수 있었다.

Collection @ kmou

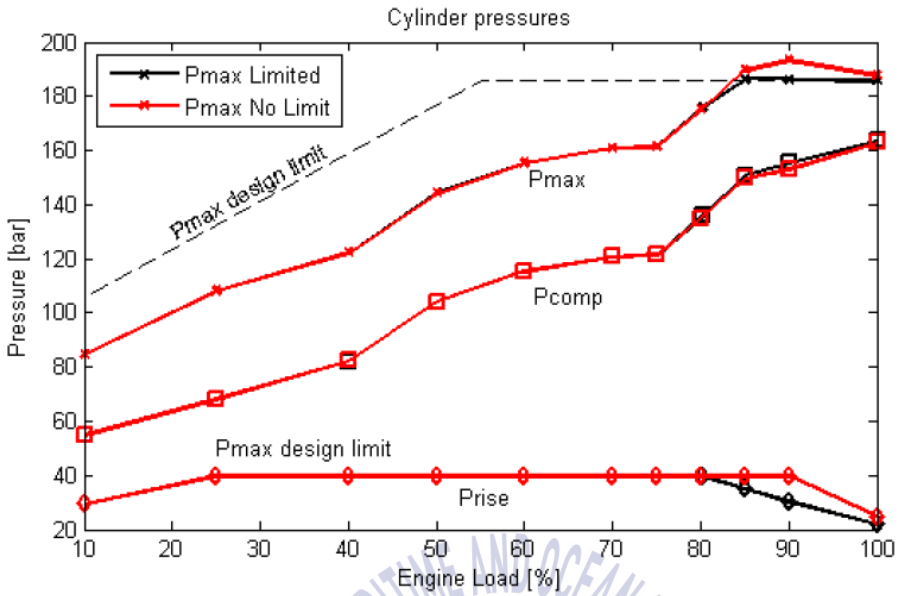


Fig. 3.6 Example of P_{max} design limiter functionality. Dotted line: P_{max} design limit example. Red line: Target performance based on optimal SFOC in site ambient condition. Black line: Actual performance limited by P_{max} design limiter[13]

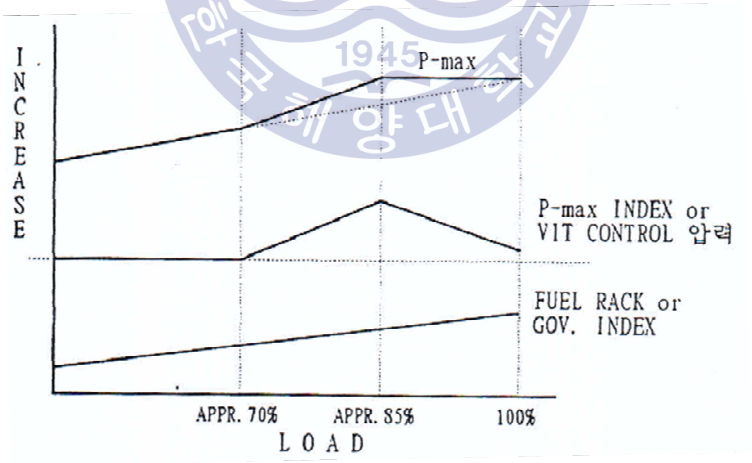


Fig. 3.7 Operation of VIT [14]

Collection @ kmou

따라서 P_{max} 제한을 받지 않는 75% 운전시의 최고폭발압력을 고찰해 보았다.

Fig. 3.8에서 대기온도에 따른 최고폭발압력의 변화는 대기온도의 변화와 반비례하게 나타내고 있다. 온도의 상승은 **Fig. 3.4**에서와 같이 소기압력의 저하로 나타나고 최고폭발압력의 저하로 이어지는 형태를 보여준다. 즉 소기압력과 유사한 형태를 나타내며 대기온도에 따라 반비례한 경향을 관찰할 수 있다. 반면에 ISO변환 압축압력은 온도와의 상관관계를 통해 보정값이 완만한 상승곡선의 형태를 나타내고 있는 것을 관찰할 수 있다.

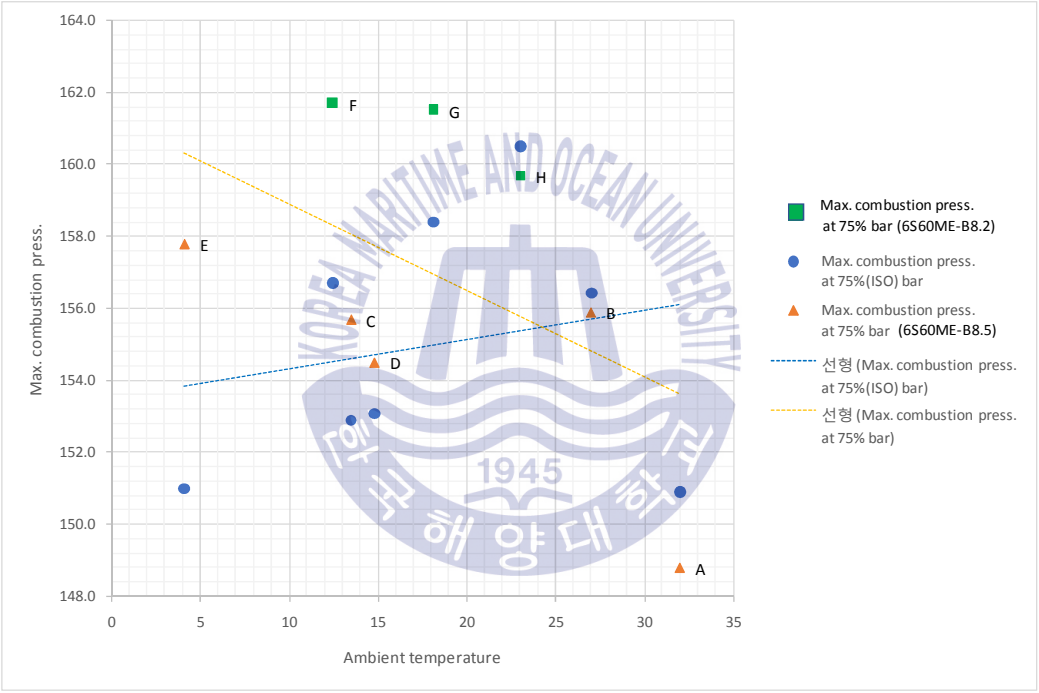


Fig. 3.8 Maximum combustion pressure at 75% SMCR on the ambient temperature

Collection @ kmou

3.2.3 대기온도에 따른 압축압력(P_{comp})의 변화

Fig. 3.9는 대기온도에 따른 실측 압축압력과 ISO변환 압축압력의 변화를 나타내는 그래프인데, X축은 대기온도을 나타내며, Y축은 압축압력을 나타내고 있다. **Fig. 3.9**와 같이 대기온도에 따른 압축압력의 변화는 압력의 제한을 받지 않는 75% 최고폭발압력 **Fig. 3.8**과 같은 경향을 보여주고 있다. 즉 대기온도가 증가함에 따라 압축압력은 감소한다.

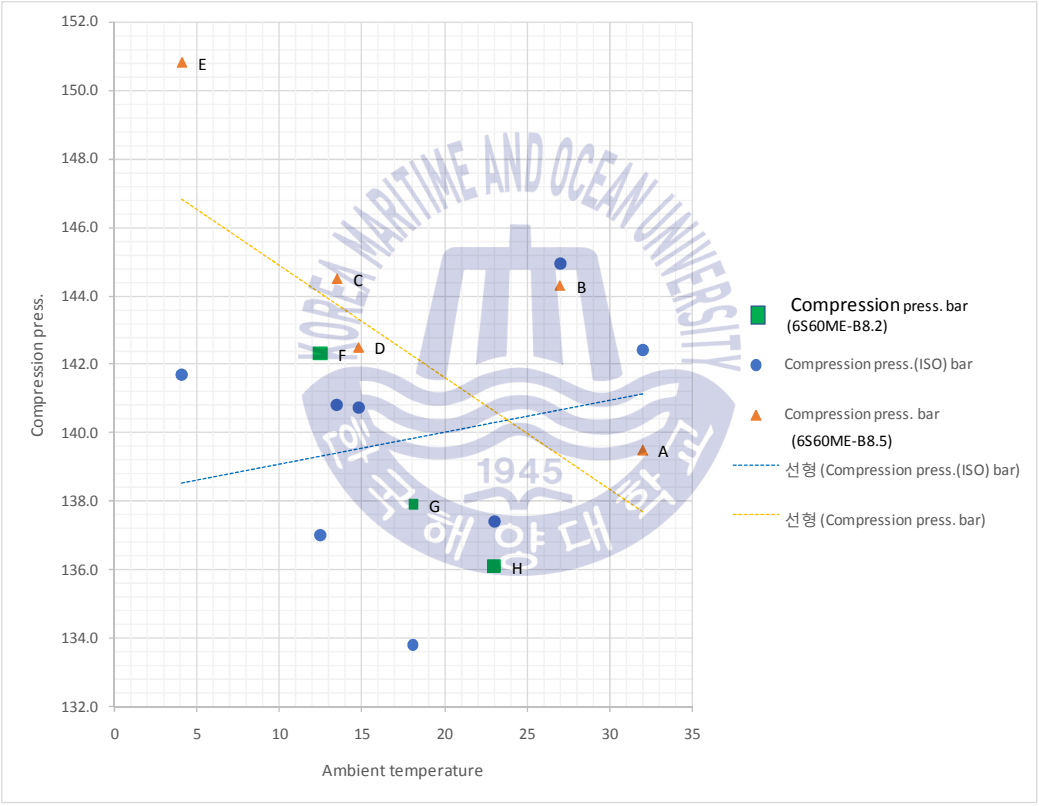


Fig. 3.9 Compression pressure on the ambient temperature

Collection @ kmou

3.2.4 대기온도에 따른 배기가스온도(T_{exh})의 변화

Fig. 3.10은 대기온도에 따른 배기가스온도의 변화를 나타내는 그래프인데, X축은 대기온도을 나타내며, Y축은 배기가스 출구온도(터빈입구)를 나타내고 있다. 대기온도에 따른 배기가스 온도의 변화는 대기온도의 변화와 비례관계를 보여주고 있는 것을 관찰할 수 있다. 결국 동절기에는 상대적으로 배기가스의 온도가 저하하고, 반대로 하절기에는 상대적으로 배기가스의 온도는 상승하는 형태를 볼 수 있다. **Table 2.7**에 나타나 있듯이 일반적으로 배기가스온도는 기관실내의 공기압이 저하되거나 실내온도가 높아져 과급기의 흡입온도(대기온도)가 상승하면 공기밀도 저하로 공기공급량이 감소되어 입구온도 상승분의 1.5~2배 정도 증가한다. ISO변환 배기가스온도는 대상엔진 두 대(B와 H)를 제외하고 380℃ 근처에서 보정되었음을 관찰할 수 있다.

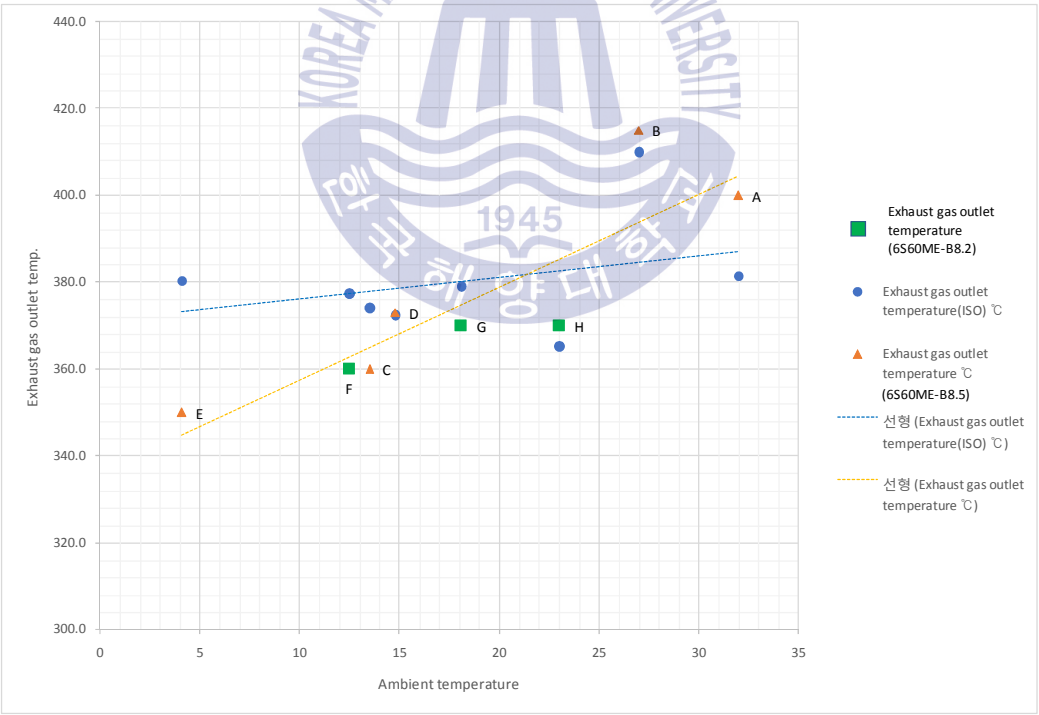


Fig. 3.10 Exhaust gas temperature on the ambient temperature

Collection @ kmou

3.3 공장시운전과 해상시운전의 대상엔진 데이터 비교

Table 3.5는 공장시운전과 해상시운전에서 일정에 따라 대상엔진을 상용출력으로 운전하고 획득한 엔진성능 인자들을 나타내고 있다. 8척의 시리즈 선박의 해상시운전의 해상조건은 해수온도 8℃~23℃, 풍속 2~8 m/s, 2~4 BEAUFORT 조건으로 거의 유사한 해상조건에서 실시하였다고 판단된다.

Table 3.5 Comparison table of model engine for sea trial test [15]

Engine		A	B	C	D	E	F	G	H
Date	Shop test	07/28	09/23	12/23	11/29	01/23	01/29	03/30	05/20
	Sea trial	01/14	02/02	04/12	03/07	05/17	06/30	09/21	10/18
M/E type		6S60ME-C8.5					6S60ME-C8.2		
Revolution	rpm	100.4	100.4	100.5	99.5	100.5	92.5	92.5	92.7
Output	kW	9,300	10,200	10,700	9,569	9,400	8,400	8,200	9,100
SFOC g/kW·h	Mea	183.7	190.3	186.4	183.8	189.5	182.0	186.1	185.5
	ISO	**171.9**	**178.5**	**174.4**	**171.1**	**176.7**	**171.1**	**174.2**	**174.8**
S.W.Temp	℃	16	14	8	16	18	22	22	23
Ambient temp. ℃	shop	32	27	13.5	14.8	4.1	12.5	18.1	23
	sea	19	28	22	29	34	31	31	30
Scav. air pressure bar	shop	2.46	2.49	2.63	2.61	2.73	2.7	2.58	2.51
	sea	1.9	2.15	1.8	2.2	2	2.1	2.2	2.6
Max. combustion pressure bar	shop	169.6	170.1	170.2	169.9	169.9	170.1	171.5	169.9
	sea	143.3	157.8	166.3	151.0	154.6	164.0	162.6	171.5
Compression pressure bar	shop	139.5	144.3	144.5	142.5	150.8	142.3	137.9	136.1
	sea	111.0	120.0	124.2	110.9	116.5	120.3	122.3	136.3
Exhaust gas temp. ℃	shop	400	415	360	373	350	360	370	370
	sea	**360**	**420**	**360**	**385**	**360**	**380**	**370**	**400**
H/T cyl. cover outlet temp. ℃	shop	88.3	82.7	80.8	82.5	80	88.7	88.7	87.8
	sea	81.8	82.0	74.0	78.0	79.0	89.7	83.5	87.2
P.C.O outlet temp ℃	shop	53.2	59.3	52	60.7	51	51.8	52.3	52
	sea	55.3	59.3	57.5	57.5	57.4	55.0	52.8	54.2

Collection @ kmou

해상시운전은 공장시운전 후 약 4~5개월 후에 시운전을 시행하고 있으며, 해상시운전 시 자켓냉각수 온도는 약간의 변동폭이 있게 조정되고 있으나, 피스톤 쿨링오일의 온도 조정은 균일하게 잘 이루어지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 3.11과 같이 해상시운전의 부하는 공장시운전의 부하에 비해 15%~25% 정도 낮게 운전되고 있는데도 불구하고 해상시운전의 배기가스온도가 공장시운전 값보다 높게 나타나고 있다. 이는 **Table 2.6**에서와 같이, 공장시운전이 MDO로 운전하는데 비해 해상시운전은 중유로 운전(+15℃)하고, 주위 기후변화(최대 45℃)에 의한 증가량으로 보인다.

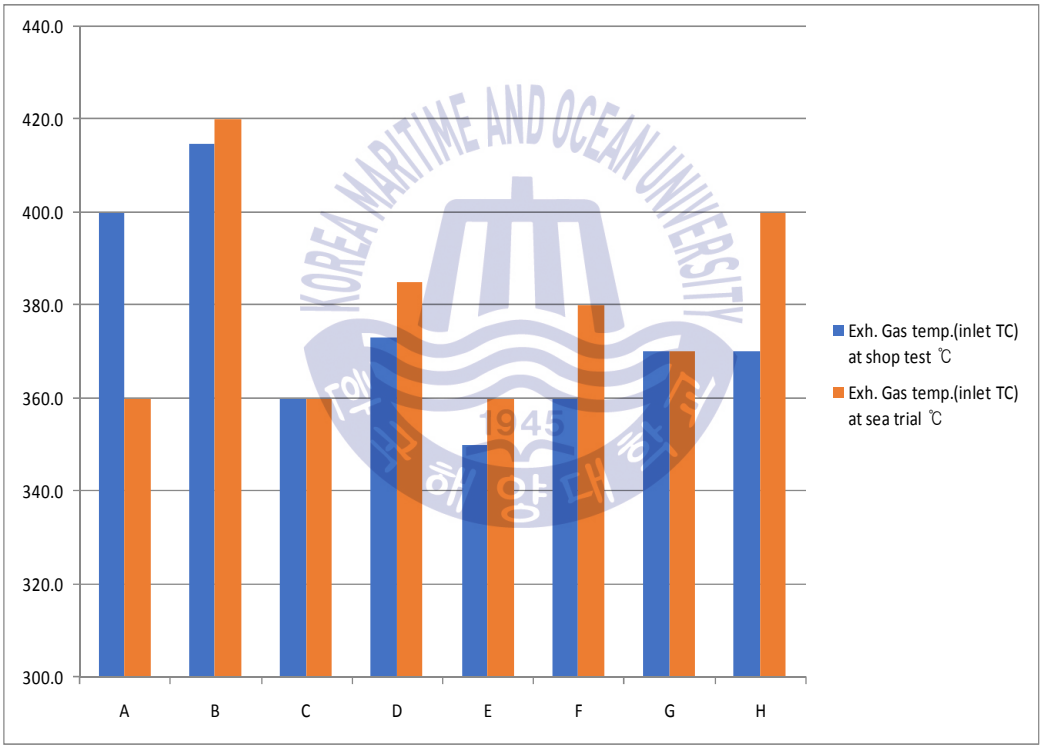


Fig. 3.11 Exhaust gas temperature comparison of shop test and sea trial test

Collection @ kmou

Table 3.6은 선박이 대양을 항해시 해상상태로 인하여 정수에서 항해시 발생하는 저항보다 부가되는 저항값을 보여주고 있다.

Table 3.6 Estimate of average increase in resistance for ships navigating the main routes[16]

Main routes of ships		
	summer~winter %	
North Atlantic route, navigation westward	25~35	However, analysis of trading conditions for a typical 140,000 dwt bulk carrier shows that on some routes, especially Japan-Canada when loaded, the increased resistance (sea margin) can reach extreme values up to 220%, with an average of about 100%.
North Atlantic route, navigation eastward	20~25	
Europe-Australia	20~25	
Europe-East Asia	20~25	
The Pacific routes	20~30	

- For large high-speed ships like container vessels: $P = c \times V^{4.0}$
- For medium-sized, medium-speed ships like feeder container ships, reefers, RoRo ships, etc.: $P = c \times V^{3.5}$
- For low-speed ships like tankers and bulk carriers : $P = c \times V^{3.2}$

Collection @ kmou

3.4 대상엔진의 시험별 SFOC결과 및 ISO변환 SFOC의 분석

Table 3.7은 시운전 결과에 따른 각 대상엔진의 SFOC측정값과 SFOC(ISO) 보정값을 나타내고 있다. 다음과 같은 분류로 대기온도에 따라 엔진성능 인자의 변화를 고찰하였다.

1) 공장시운전과 해상시운전 SFOC 결과서
2) 공장시운전시 대상엔진별 SFOC 비교
3) 해상시운전시 대상엔진별 SFOC 비교

Table 3.7 Comparison table of model engine for shop test and sea trial test

Model			A	B	C	D	E	F	G	H
Engine type			6S60ME-C8.5					6S60ME-C8.2		
Shop test	Date	Month/ Day	7/28	9/23	11/29	12/23	1/23	1/29	3/30	5/20
	Ambient temperature	℃	32	27	13.5	14.8	4.1	12.5	18.1	23
	Specific Fuel Oil Consumption	g/kW·h	171.9	176.5	172.2	176.1	174.1	167.2	167.6	169.8
	Conversion value of F.O consumption based on ISO	g/kW·h	168.1	172.6	168.4	172.6	170.8	164.9	164.6	167
Sea trial	Date	Month/ Day	01/14	02/02	03/07	04/12	05/17	06/30	09/21	10/18
	Ambient temperature	℃	16	28	22	29	34	31	31	30
	Specific Fuel Oil Consumption	g/kW·h	183.7	190.3	186.4	183.8	189.5	182.0	186.1	185.5
	Conversion value of F.O consumption based on ISO	g/kW·h	171.9	178.5	174.4	171.1	176.7	171.1	174.2	174.8
Deviation of shop test & sea trial test result		%	+ 6.9	+ 7.8	+ 8.2	+ 4.4	+ 8.9	+ 8.8	+ 11	+ 9.3
Deviation of shop test & sea trial test result on the ISO conversion		%	**+ 2.3**	**+ 3.4**	**+ 3.6**	**- 0.9**	**+ 3.5**	**+ 3.7**	**+ 5.9**	**+ 4.7**

Collection @ kmou

3.4.1 공장시운전과 해상시운전 SFOC 결과서

Table 3.8은 해상시운전에서의 상용출력시 실제 측정된 SFOC결과서(대상엔진 B)의 예를 나타내고 있다.

Table 3.8 Result of SFOC(NCR) at sea trial test

LOAD	DURING ENDURANCE TEST		NCR
ASSUMPTION RPM			100.36
START			136,840
STOP			141,800
L(ENG.OUT)	FLOWMETER OUTLET		4,960
MEASURING TIME (S)			3,603
L/H(ENG.OUT)		A (FILL)	4,955.9
START			106,040
STOP			108,990
L(ENG.OUT)	FLOWMETER INLET		2,950
MEASURING TIME (S)			3,609
L/H(ENG.IN)		B (RTN)	2,942.6
L/H(ENG.IN-OUT)	(A-B)		2,013.2
M3/DAY	(A-B)/1000 · 24		48.3
KG/H(ENG.IN-OUT) (AL)	(A-B) · C · D		1,854.4
F.O. TEMP			128
H.F.O. SPECIFIC DENSITY		C	0.9896
H.F.O. SPECIFIC VOLUME AT INDICATED TEMP.		D	0.9308
ENGINE OUTPUT(KW)			**9,747.09**
g/kW · h, B3=AL · 1000/kW			**190.3**
Ambient temp.(TI)	T/C inlet air temp.		28
Conversion factor by ambient temperature, TIF=0.002x(25-T1)/10			
TIF=			-0.0006
Charge air coolent temp(T2)	LT inlet water temp.		34
Conversion factor by air coolant temperature, T2F=0.006x(25-T2)/10			
T2F=			-0.0054
Ambient pressure(P)			1025
Conversion factor by ambient pressure, PF=0.0002x(P-1000)/10			
PF=			0.0005
Fuel oil lower calorific value(H)			9,624.0
Conversion factor by lower calorific value, HF=(H-10200)/10200			
HF=			-0.05647
Total conversion factor, TCF=TIF+T2F+PF+HF			
TCF=			-0.062
Converted of fuel of F.O. consumption based on ISO(g/kW · h), B1=B3+(B3 · TCF)			
FUEL OIL CONSUMPTION (ISO)		g/kW · h	**178.5**
Ton/Day when using M.D.O(42,700 kJ/kg) :		Ton/Day	**42.0**

Collection @ kmou

3.4.2 공장시운전시 대상엔진별 SFOC 비교

(1) 실계측치

Fig. 3.12는 공장시운전시 대상엔진별 실측된 SFOC의 변화를 나타내는 그래프인데, X축은 대기온도을 나타내며, Y축은 SFOC을 나타내고 있다. C8.5와 C8.2를 나누어 고찰해보면, C8.5 버전이 C8.2 버전보다 연료소비율이 높음을 알 수 있으며, C8.2의 결과가 보다 유의미한 결과를 보여준다고 사료된다. C8.5는 그래프의 좌측에서 보듯이 대기온도 32℃에서 운전된 A엔진의 예외 운전값으로 인하여 대기온도가 증가하면 연료소비율이 약간 저하하는 것으로 나타나는 오류를 보여주고 있다. 일반적으로 Table 2.9와 같이 냉각수온도와 과급기 입구 온도(대기온도)의 상승은 연료소비율을 증가시킨다[17]. 우측의 C8.2는 대기온도가 증가에 따라 소비율도 약간 증가하고 있어, 두 버전의 엔진 모두 대기온도에 따라 연료소비율이 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

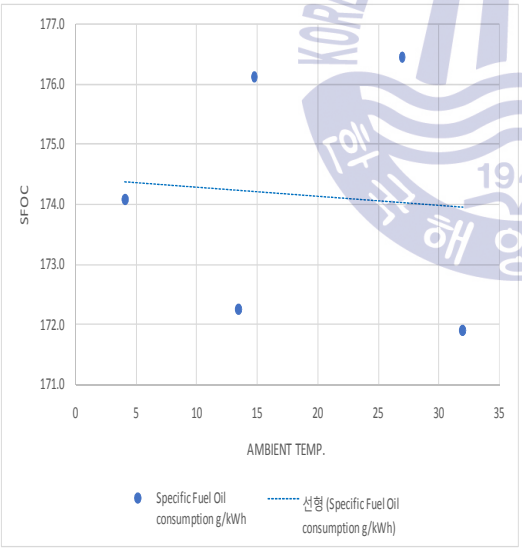


Fig. 3.12(a) 6S60ME-C8.5 SFOC on the ambient temperature at shop test

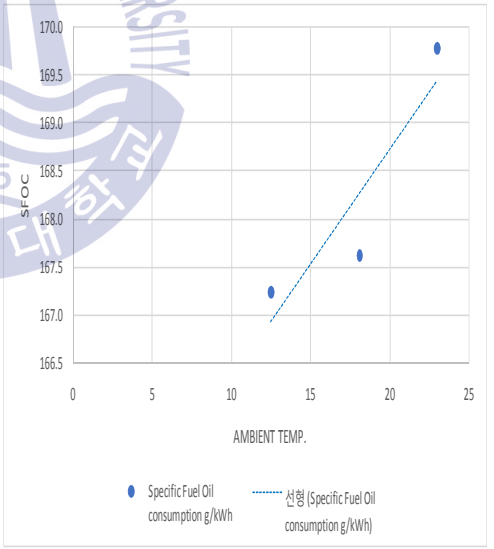


Fig. 3.12(b) 6S60ME-C8.2 SFOC on the ambient temperature at shop test

Collection @ kmou

(2) ISO 변환치 고찰

Fig. 3.13은 공장시운전시 대상엔진별 SFOC와 ISO변환 SFOC의 변화 비교를 나타내는 그래프인데, X축은 대기온도을 나타내며, Y축은 SFOC을 나타내고 있다. 대기온도변화에 따른 ISO변환 SFOC는 실측치와 평행이동의 형태를 보여주며, 다른 인자들(소기압력, 압축압력, 배기온도 등)의 보정 경향이 다른 환경조건들을 평균화 해주는 결과를 보여주는데 반해, 연료소비율 보정은 다른 환경인자들을 보정함으로써 양적인 보정이 행해짐을 알 수 있다.

보정을 통해서도 공칭 연료소비율인 C8.5, 165.3 g/kW·h, C8.2, 161 g/kW·h을 상회하고 있으나 SMCR에서 +5%의 허용오차를 인정함으로 범위에는 만족함을 알 수 있다.

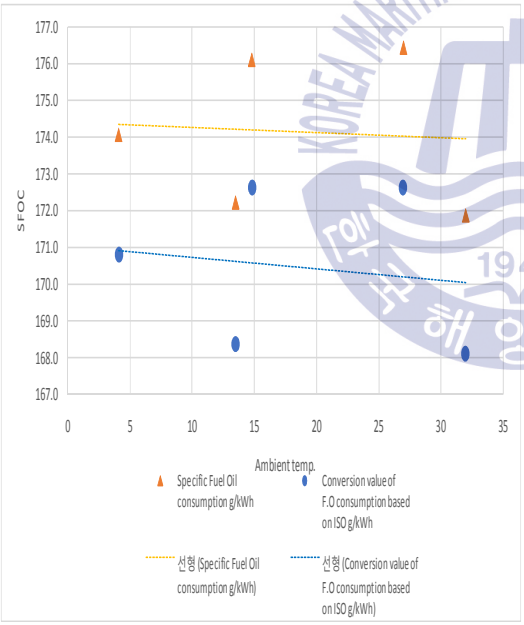


Fig. 3.13(a) 6S60ME-C8.5 SFOC(ISO) on the ambient temperature at shop test

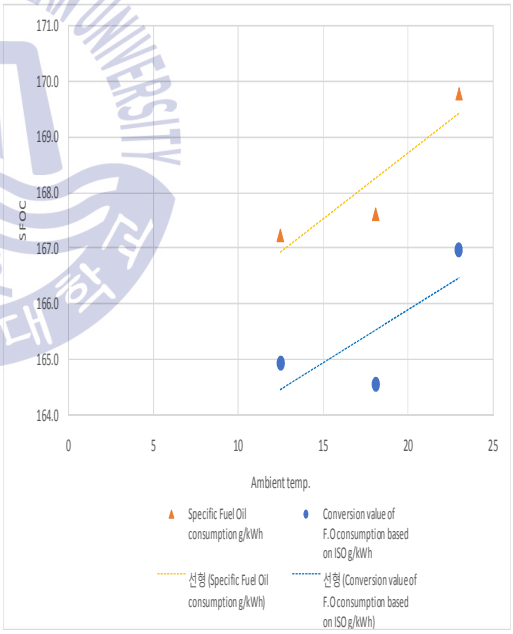


Fig. 3.13(b) 6S60ME-C8.2 SFOC(ISO) on the ambient temperature at shop test

Collection @ kmou

3.4.3 해상시운전시 대상엔진별 SFOC 비교

(1) 실계측치

Fig. 3.14는 해상시운전시 대상엔진별 대기온도에 따른 SFOC비교를 변화를 나타내는 그래프인데, X축은 대기온도을 나타내며, Y축은 SFOC을 나타내고 있다. C8.5와 C8.2를 나누어 고찰해보면, C8.5 버전이 C8.2 버전보다 연료소비율이 높음을 알 수 있으며, C8.2는 해상시운전시 대기온도가 30℃~31℃로 온도변화에 따른 경향을 추적하기에 부적합하여 C8.5의 결과가 보다 유의미한 결과라고 생각된다. 대기온도변화에 따른 SFOC는 대기온도에 영향을 받아 대기온도의 증가시 연료소비율도 증가하는 형태를 보여준다. 다만 대상엔진 D(대기온도 29℃)에서의 변화는 예외로 판단된다.

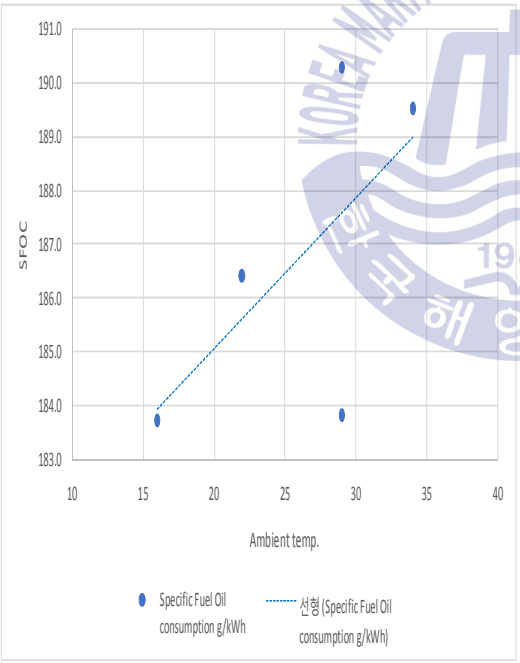


Fig. 3.14(a) 6S60ME-C8.5 SFOC on the ambient temperature at sea trial test

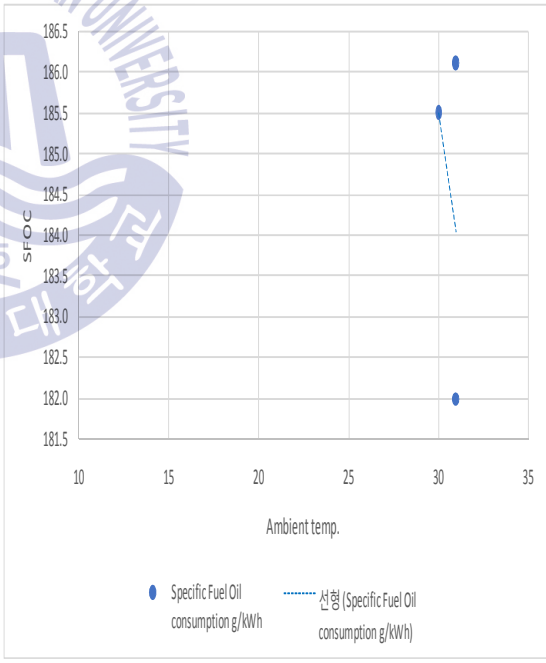


Fig. 3.14(b) 6S60ME-C8.2 SFOC on the ambient temperature at sea trial test

Collection @ kmou

(2) ISO 변환치 고찰

Fig. 3.15는 해상시운전시 대상엔진별 대기온도에 따른 SFOC비교를 변화를 나타내는 그래프인데, X축은 대기온도을 나타내며, Y축은 SFOC을 나타내고 있다. ISO변환 SFOC 또한 실계측치처럼 대기온도의 변화 경향과 유사하게 변화하고 있다. ISO변환을 통해 연료소비율이 평균 11.8 g/kW・h 감소하고 있다.

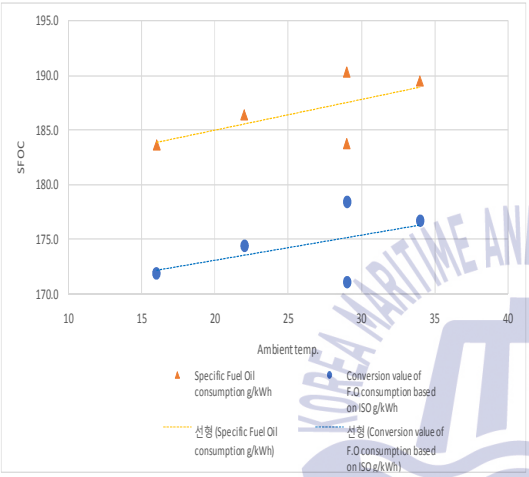


Fig. 3.15(a) 6S60ME-C8.5 SFOC(ISO) on the ambient temperature at sea trial test

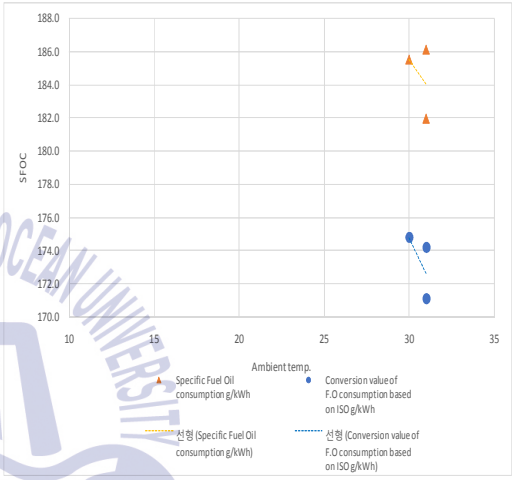


Fig. 3.15(b) 6S60ME-C8.2 SFOC(ISO) on the ambient temperature at sea trial test

Collection @ kmou

3.5 대상엔진의 공장시운전과 해상시운전의 SFOC 비교

(1) 실계측치

Fig. 3.16(a)는 공장시운전시와 해상시운전시에 대상엔진별 SFOC변화를 나타내는 그래프인데, 막대그래프의 좌측은 공장시운전 SFOC결과를 나타내며, 우측은 해상시운전 SFOC를 나타내고 있다. Table 3.7에서 공장시운전과 해상시운전에 대한 각각 대상엔진의 SFOC의 비교를 통한 고찰한 결과 4%~11%이상의 상승하여 해상에서 연료소비율이 증가됨을 보여주고 있다. 저위발열량이 낮은 중유의 사용과 Table 3.6에서 보여준 것처럼 해상조건에서 선체부하의 증가가 원인으로 생각된다.

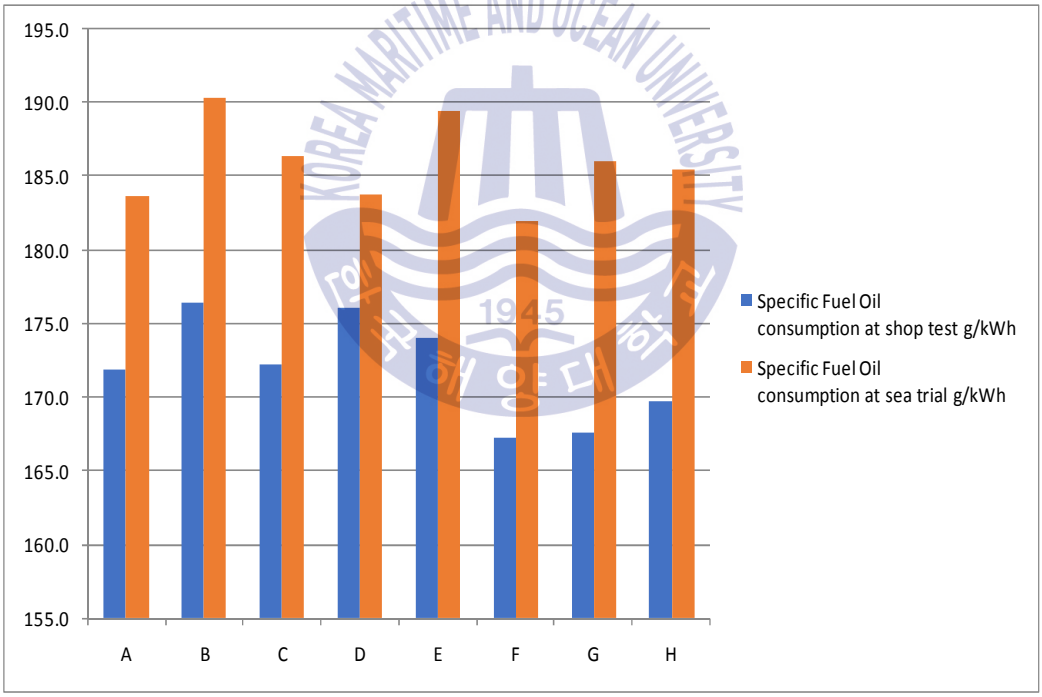


Fig. 3.16(a) SFOC comparison of shop test and sea trial test

Collection @ kmou

(2) ISO 변환치 고찰

Fig. 3.16(b)는 공장시운전시와 해상시운전시에 대상엔진별 ISO변환 SFOC 변화를 나타내는 그래프인데, 막대그래프의 좌측은 공장시운전 ISO변환 SFOC결과를 나타내며, 우측은 해상시운전 ISO변환 SFOC를 나타내고 있다. Table 3.7에서 공장시운전과 해상시운전에 대한 각각 대상엔진의 ISO변환 SFOC의 비교를 통한 고찰결과 -0.9%~5.7%이상의 상승된 값이 관찰되고 있다. 아래의 대상엔진 D는 예외적인 경우를 보여준다.

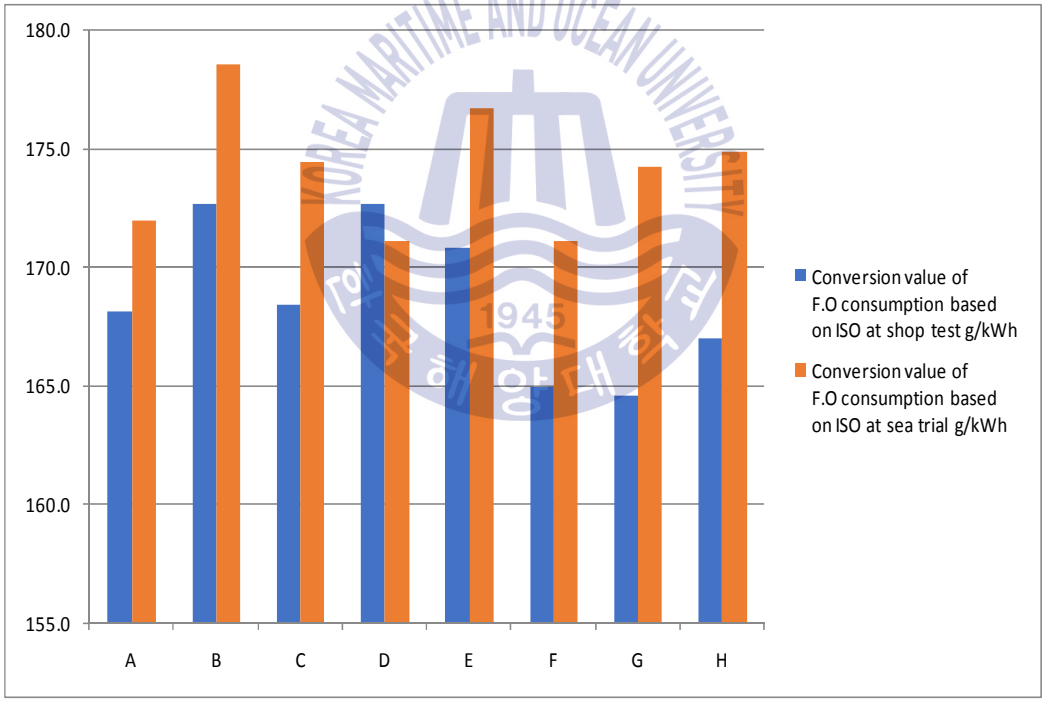


Fig. 3.16(b) SFOC(ISO) comparison of shop test and sea trial test

Collection @ kmou

제 4 장 결론

본 논문에서는 동일 명세 엔진(6S60ME)을 탑재한 8척의 동일 시리즈 선박의 시운전결과(공장시운전과 해상시운전) 통해 확보한 실계측치와 ISO 보정값을 통해 대기환경에 따른 엔진 성능과 연료소비율의 변화를 고찰하였다.

이들 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 공장시운전결과 대기온도의 상승은 소기압력, 압축압력 및 최고폭발압력의 저하로 이어지는 형태를 보여주고 있으며. 반대로 배기가스온도의 변화는 대기온도의 상승에 따라 배기가스 온도도 상승하는 결과를 보여주고 있다. 상용출력에서 최고폭발압력이 일정압력(170 bar)으로 제한 조정되고 있음을 확인하였다.

2. 해상시운전 출력이 공장시운전 출력에 비해 시마진만큼(15%~25%) 낮게 운전되고 있음에도 불구하고 배기가스온도는 높게 나타나고 있음을 확인하였다.

3. 공장시운전시와 해상시운시 SFOC의 결과값은, 대기온도의 영향을 받아 대기온도 증가시 SFOC값도 증가하는 경향을 관찰할 수 있었다. 또한 ISO보정을 통해서도 대기온도에 영향을 받고 있음을 확인하였다.

4. 공장시운전 대비 해상시운전의 연료소비율 증가는 대략 4.4%~11%로 나타나며, ISO변환 SFOC의 비교를 통한 고찰결과는 -0.9%~+5.7% 증가로 관찰되고 있다.

5. 공장시운전은 프로펠러 법칙에 따른 회전수와 출력으로 정확한 부하조건을 준수하고 있으나, 해상시운전은 시마진이 고려된 부정확한 조건으로 시운전이 실시되고 있음을 확인하였다. 따라서 공장시운전의 결과값이 성능 판정의

Collection @ kmou

기준이 되어야 함을 알 수 있다. 선주와의 불화의 원인인 시리즈 선박의 연료소비율의 편차에 대해서는, 보정값이 제작자가 제공한 권고치 이내인지로 수용가능 여부를 판단해야 한다.

본 논문에서는 파고, 바람세기 등과 같은 외기적인 환경조건은 제외하고, 대기온도에 따라 엔진성능 결과가 어떻게 변화하는지에 대한 연구를 진행하였다. 또한 상용출력만을 대상으로 하였다. 따라서 향후, 부분부하에서의 고찰이 필요하며, 외기적인 환경조건의 영향에 대한 심도있는 연구가 필요하다고 사료된다.

Collection @ kmou

참고문헌

[1] 조권회, 해기사를 위한 조선공학, 다솜출판사, p.455, 2016

[2] 조권회, 선박건조지식입문, 다솜출판사, p.268, 2012

[3] MAN Diesel Ambient temperature operation and matching, 2009.

[4] MAN Diesel influence of ambient temperature conditions on main engine operation, 2010.

[5] Kjeld AABO & Carl-Erik EGEBERG "New application for MAN B&W Two-stroke engine technology the use of ME engines LNG Carrier, ICE Class vessels and RO-RO Ships" ISME TOKYO-2005

[6] 이동훈, 디젤 주기관의 시운전 결과 및 성능 변화 추이에 관한 연구, 한국해양대학교 석사논문, 2005.8.

[7] 조경미, 원전용 비상디젤발전기 성능열화에 관한 연구, 한국해양대학교 석사논문, 2013.2.

[8] 최재성, 전효중, 내연기관강의, 효성출판사, p160, p.174, 2005.

[9] MAN Diesel S60ME-C8-TII Project guide, 2010.

[10] MAN B&W, Instructions for 50-98MC type engines, operation, edition 40C, p.166, 1997.

[11] 대선조선, 공장시운전 성능결과서, 2016~2017.

[12] MAN Diesel DOT 5;60-90 Bore, 2014.

Collection @ kmou

[13] Source of MDT Technical project presentation.

[14] 조권회, 김종호, 이상득, 정병건, 대학생을 위한 기관실 자원관리, 다솜출판사, p.297, 2013.

[15] 대선조선, 해상시운전 성능결과서, 2016~2017.

[16] 조권회, 해기사를 위한 조선공학, p.327, 2016.

[17] 조권회, 선박추진특론, p.88, 2014.

Collection @ kmou

감사의 글

논문을 마무리하면서 저는 학부시절을 문득 떠올려 봅니다. 20대 중반이던 대학3학년 학부시절에 누구나 꿈꾸는 미래의 중장기적인 희망계획을 세워 보았는데, 당시 생각에는 막연히 30대는 좋은 직장에서 젊은 열정으로 열심히 일을 배우고 화목한 가정을 갖고, 40대에는 세상을 보는 식견과 이치가 넓어지고, 전문지식이 쌓이고 깊이가 묻어나는 전문가로서 전문서적이나 성공 엣세이를 발간하고 싶은 작은 소망이 있었고, 50대에는 주변에서 나름대로 존경받는 자리에서 후배들에게 배움과 봉사를 하면서 여유롭게 살아가는 게 저의 학부시절의 미래계획 이였습니다. 이번논문을 통해 20년전 꿈꿨던 계획을 생각해 보게 되었는데 계획보다는 아직 부족함을 많이 느꼈지만, 논문 작성기간 동안 배움과 동시에 저의 작은 꿈이 담겨 있다는 생각으로 보람을 느끼며, 앞으로의 계획을 차곡차곡 준비하여 좀 더 완성도 높은 미래계획을 채워 나가야겠다는 생각을 했습니다.

이번 학위 논문의 완성을 통해 석사학위의 졸업이 있기까지 조언과 도움을 주신 주변 분들에게 감사의 말씀을 드립니다. 누구보다도 해양대 학부 제자도 아님에도 불구하고 대학원 제자로 받아 주시고 석사학위까지 아낌없이 도와주신 지도교수님인 조권회교수님께 감사를 드립니다. 학위 논문신청서를 제출하고 논문작성에 시간이 부족할 것 같다는 교수님의 애기에 논문을 완성할 수 있을지 고민도 많이 했고, 심사과정에도 논문 내용의 방향을 잘못 잡아 우여곡절도 있었는데, 교수님의 친절한 지도편달로 마무리를 지을 수 있었던 것 같습니다. 아울러 논문심사에 노고가 많으셨던 최재성 교수님과 이원주 교수님께 감사의 말씀을 드리고 싶습니다. 개인적으로 해양대 대학원을 추천해 주신 해대 졸업생 김의겸님과 엔진에 대한 정보를 제공해 주신 현대중공업 엔진사업부에 근무하시는 윤학진님과 MDT KOREA에 근무하는 김동환님 그리고 대학원 선후배, 동기여러분께 감사의 말씀을 드리고 싶습니다. 그리고 물심양면 도와준 우리 가족에게 감사드립니다. 주말에 놀아 달라고 조르는 저희 딸 진지유에게 미안하게 생각하고 항상 저의 생계와 관련된 일이 잘 안 풀려 살도 많이 빠지고 항상 걱정하는 지유엄마 안성미씨에게 고맙다는 말을 전하고 싶습니다.

이번 학위논문을 계기로 계속적인 전문분야의 학업을 이어 갈 것이며, 새로운 계획도 잘 성사되어 제2막의 인생의 시작이라는 새로운 도약의 기점으로 모든 일이 잘 되는 밑거름이 되기를 기원합니다. 교수님 및 대학원 선후배 및 동기분과 앞으로도 좋은 인연으로 이어갔으면 하는 생각으로 감사의 인사를 즈음할까 합니다.

Collection @ kmou

Collection @ kmou