

工學碩士 學位論文

디젤 主機關의 DERATING에 관한 研究

A Study on Derating of Diesel Main Engine

指導教授 趙 權 回

2005年 8月

韓國海洋大學校 海事産業大學院

機關시스템 工學科

朴 高 龍

本 論文을 朴高龍의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

委員長 崔 在 星

委 員 金 正 烈

委 員 趙 權 回

2005年 6月

韓國海洋大學校 海事産業大學院

機關시스템工學科 朴 高 龍

목 차

Abstract	iv
제 1 장 서론	1
제 2 장 엔진 출력의 정의	4
2.1 출력의 각종 정의	4
2.1.1 연속최대출력(MCR)과 상용출력(NCR)의 관계	7
2.2 동력의 전달 과정과 정의	8
2.2.1 도시마력(IHP-indicated horse power)	8
2.2.2 마찰손실마력(FHP-frictional horse power)	9
2.2.3 제동마력(BHP-brake horse power)	9
2.2.4 축마력(SHP-shaft horse power)	9
2.2.5 전달마력(DHP-delivery horse power)	10
2.2.6 추진마력(THP-thrust horse power)	10
2.2.7 유효마력(EHP-effective horse power)	11
2.3 선박의 소요 마력 산정	11
2.4 지시마력과 제동마력의 관계	13
2.5 평균유효압력(Mean Effective Pressure -MEP)	14
2.6 엔진 정격을 제한하는 주변 요소들	15
제 3 장 부하선도에 대한 해석	17
3.1 동력과 회전수의 관계	17
3.2 추진기 법칙	18
3.3 부하 선도의 구성 요소	20
3.4 부하 선도 내에서 기관의 운전 점 설정	23
3.4.1 기준점	23

3.4.2 회전수 상한선	23
3.4.3 출력 상한선	23
3.4.4 평균유효압력 상한선	24
3.4.5 회전력(평균유효압력) 제한선	24
3.4.6 과부하 운전 한계선	25
3.4.7 운항선에서 출력 예측을 통한 엔진 부하 계산법	25
3.5 토크 리치 현상과 프로펠러 마진	27
3.5.1 토크 리치 현상	27
3.5.2 프로펠러 회전수 마진	28
3.6 시마진(sea margin)	31
3.7 프로펠러 법칙에 의한 부하와 회전속도와 관계	33
제 4 장 엔진 derating에 대한 정의 및 실적선 비교	36
4.1 Derating의 정의	36
4.2 Derating의 목적 및 효과	38
4.3 Derating을 적용한 선박의 실례	42
4.4 동일 엔진의 공칭정격과 derating 비교 검토	46
4.5 다른 선체에 동일 엔진을 탑재 후 derating을 실시한 선박들의 주변기기들의 특성 비교	48
제 5 장 Derating의 범위 설정	53
5.1 엔진의 선택	53
5.2 각 제작사별 타입별 분류	67
제 6 장 Derating의 방법과 최적화(optimizing)	84
6.1 Derating의 방법에 대한 예	84
6.2 각 Derating 점에서의 기관조정	87
6.2.1 소기압력	87

6.2.2	간극용적 [압축 심(shim) 두께]	87
6.2.3	배기 타이밍(timing)	87
6.2.4	연료밸브 노즐경	88
6.3	Derating시의 장점 및 단점	88
6.3.1	장점	88
6.3.2	단점	89
6.4	Derating과 엔진 최적화(optimizing) 관계	89
제 7 장 결론		92
참고문헌		94

A Study on Derating of Diesel Main Engine

Go - Ryong, Park

**Department of Marine System Engineering Graduate
School of Maritime Industrial Study,
Korea Maritime National University Busan, Korea**

(Advisor : Prof. Kwon - Hae CHO)

Abstract

As a movement of cargo and passenger is increasing in currently, the transportation of the vessel occupies much of them. To the vessel, the source power has been very important to propel the vessel as well as the space of the cargo. Therefore, it was interested to owner and manufacturer to take the cheaper and more efficient engine which is suitable for the vessel.

Ship's main power source is called 'Main Engine', and that must be selected properly because it is the one of the most important equipments. In the matter of the designing of the ship or saving the expense, the efficiency of the main engine is very important. So there are some requirements should be satisfied as the main engine, which are the low SFOC(specific fuel oil consumption), low malfunction and high reliability, convenient maintenance and low maintaining expense, easy operating, low efficiency reduction despite long-term use, a few number of crew in the

engine room, light weight and small volume, low vibration and noise, cheap price, and so on. But there is nothing to be satisfy all these requirements.

The main engine will be developed and taken in the vessel, which has a output from a few horsepowers to more than 130,000 BHP (MAN B&W 14K 108MC & ME ENGINE). The oil crises in 1973 and 1979 caused considerable effort to decrease the fuel consumption. As a result, the main engine is being changed through the shape(from loop scavenging air system to uniflow scavenging air system), higher compression ratio, low speed and long stroke. The operation system also being changed cam shaft controlled engine into electronically controlled engine. The changes of this sort contribute to not only a improvement of the SFOC as a final object, but also a decrease of air-pollution for healthy life as a common object. If the main engine is producted and supplied in need of various condition, it's the best ideal. It is difficult to make a various engine satisfied with all factors, various cargo, adaptability in various weather condition, change of navigation condition, a various request of owner, expended cargo area according to owner's request, change of oil price, etc. The engine manufacturers have tried to get a solution to satisfy consumer's request. So they could find a way that can change the rating through large range from the engine already manufactured. The ways changing the rating are modifying scavenging air pressure, adjusting the compression ratio through changing compression shim, adjusting the timing of exhaust valve and modifying a diameter of nozzle of fuel injection valve etc. These ways are tried through large range to change rpm to 72% and engine's output to 48% of MCR with keeping the normal engine's shape almost. The important elements considered in the process of derated output of the main engine are not only about safety and extension of machine's length of life, but also about how can you recover the beginning overcapitalization as

soon as possible through low SFOC. And then these act also have to fit the profit among owner, manufacturer, and operator.

At the study, try to compare and consider between rating and derating through this research with several data about modifying rating which have been done by engine manufacture so far.

So this study shows,

- definition of the rating
- producing basis and analysis of each of the graph which constitute load diagram which is used for setting the limitation of a load for the successive operating of the main engine
- the relationship between engine output and rpm
- the relationship between engine torque and mean effective pressure
- engine derating that should be done and consideration of the method
- a strong point and a weak point when engine derating
- the interrelation in the matter of expense in long-time operation
- the propeller efficiency when engine derating
- the item that should be consider when engine derating

and it had been chosen the various comparative standards and make several ships(used for derating) which had been made by differing manufacturer an object of scientific study, and then it had been compared and examined difference with regular engine.

제 1 장 서 론

현대 사회에서 화물과 승객의 이동이 많은 가운데, 선박이 차지하는 화물의 이송량은 대단히 많다. 문헌의 기록에 의하면 인류가 배를 이용하여 사람이나 물건을 이송하는 수단으로 사용한 역사는 B.C. 6000년경 부터이다^[1]. 이처럼, 각종 기록에 의존해 알아보면 배를 이송의 수단으로 사용한 역사는 오래되었다. 선박의 모양은 화물의(여객포함) 종류 및 모양, 취급 방법, 운송 시 보관의 형태, 운항 구역 및 지리적 특수 환경, 화주의 여러 가지 욕구를 충족시키기에 필요한 환경 등이 바뀔에 따라 많은 변화를 가져왔다. 선박의 크기 또한 모양의 다양화만큼이나 많은 변화를 가져오게 되었다. 선박에 있어서 화물을 운반하는 화물 구역의 중요성 못지않게 선박의 이동을 가능케 하는 동력원 또한 매우 중요한 부분을 차지하게 되었다. 그러므로 건조 당시부터 그 선박의 운항 조건에 맞는 값싸고 성능이 좋은 엔진을 탑재 하는 것은 선박 소유자나 제작자에게 큰 관심거리가 되었다.

선박의 주 동력원을 통상적으로 주기관(Main Engine)이라 부르는데, 주기관은 선박의 운항에 있어서 제일 중요한 기기의 하나로 가장 적절하게 선정되어야 한다. 선박에 실리는 주기관의 성능은 선박의 설계에 있어서나 소유자의 운항비용을 위해 극히 중요한 것이다. 그러므로 선박용 기관으로서 갖추어야 할 조건은 낮은 연료소비율, 적은 고장과 높은 신뢰성, 용이한 보수점검과싼 유지비, 다루기 쉬운 운전, 장기간 사용에도 작은 성능저하, 적은 소요인원, 작은 기관의 중량과 용적, 적은 진동과 소음, 싼 가격 등이 있다^[2]. 하지만 모든 조건을 다 만족하는 주기관은 없다.

선박에 이용되는 주기관의 정격은 작게는 수 마력부터 크게는 130,000 마력 이상의 (MAN B&W 14K 108MC & ME Engine)^[3] 주기관이 개발되어 탑재될 예정이다. 1973년과 1979년에 걸친 두 차례의 유류 파동은 연료소비율을 줄이기 위한 부단한 노력을 요구했다. 그에 따른 결과로 주기관의 형태(루우

프식 소기공급 체계에서 유니프로식 소기공급 체계로) 및 더욱더 높은 압축비와 저속 장행정으로 변화를 추진하고 있다. 또한 운전 방식도 캠축 제어 엔진에서 전자제어 엔진으로 급진적으로 변화되고 있다. 이러한 변화는 궁극적 목표인 연료소비율의 향상을 위해서이기도 하지만, 인류의 공동 목표인 건강한 삶을 위한 대기오염 감소에도 기여한다.

선박에 사용되어지는 주기관은 운전 환경과 사용자의 요구 조건에 따라 변형 제작이 손쉽고, 제작원가가 싸고 설계변경이 용이해 여러 환경별로 요구되는 엔진을 제작 후 보급하면 가장 이상적이다. 하지만 화물의 다양한 종류, 기상 상태의 변화에 따른 적응성, 운항 환경의 변화, 다양한 선주의 요구, 유류 가격의 변동 혹은 선박의 확대 수리 등의 무수히 많은 변수들을 다 만족할 만한 다양한 엔진을 제작한다는 것은 쉬운 일이 아니다.

엔진 제작자들은 수요자의 요구를 충족시키기 위한 방법을 찾기 위해 부단한 노력을 해왔다. 그에 따라 이미 제작된 엔진을 대상으로 넓은 범위에 걸쳐 정격을 변경할 수 있는 여러 가지 방법을 찾게 되었다. 출력을 변경하는 방법으로는 소기 압력의 변경, 압축심의 두께 변경을 통한 압축비 조정, 배기 타이밍 조정 및 연료밸브 분사노즐 직경 변경 등의 방법이다[4]. 이러한 방법은 기존에 이미 연구 제작되어진 엔진의 외형은 거의 동일하게 유지하면서, 회전수에 대해서는 MCR¹⁾의 72% 까지, 출력은 48% 까지 사용할 수 있도록 넓은 범위에 걸쳐서 시행되고 있다[5]. 주기관의 출력을 변경시키는 과정에서 고려되어지는 중요한 요소들은 안전이나 기계 수명의 연장에 관련된 부분도 있겠지만, 연료소비율의 감소를 통하여 얼마나 빠른 시일 내에 초기의 과잉투자 비용을 회수할 수 있느냐 하는 것이 중요한 요소이다. 그리고 이러한 행위는 수요자와 제작자 그리고 운전자 상호간의 이익에도 부합되어야 한다.

1) MCR : Maximum Continuous Rating으로 선박용 기관에 사용되는 출력이며 안전하게 연속해서 운전할 수 있는 최대출력을 말한다. 기관의 강도 계산의 기초가 되며 선박용 주기관의 호칭출력이다.

본 연구에서는 지금까지 엔진 제작자에 의해 행해진 정격 변경의 여러 자료를 바탕으로 rating 과 derating에 대하여 비교 고찰하고자 한다.

따라서 본 연구는

- 정격의 정의
- 기관의 연속적인 운전을 위한 부하의 한계치를 정하는데 사용되는 부하선도를 구성요소 이해
- 기관 출력과 기관 회전수와의 관계
- 기관 토크와 평균유효압력과의 상관관계
- 정격 엔진을 derating 해야 하는 이유 및 실행 방법
- 엔진을 derating 했을 시 장·단점 비교
- 장시간 운항 했을 시에 상호간의 비용적인 측면 비교
- Derating을 할 시 프로펠러의 효율과의 상관관계
- Derating시 최우선적으로 고려되어야 할 항목

등을 고찰하고 엔진 제작사 별로 derating에 사용된 실적선을 조사하여 각종 비교 검토 기준을 선정 후 정격 엔진 대비 정격조정 엔진 효과 및 차이점 등을 비교분석 하였다.

제 2 장 엔진 출력의 정의

2.1 출력의 각종 정의

어떤 기관에 있어서 출력에 대해 정의를 내린다면 그 주어진 기관의 실린더 체적 내에서 일정량의 연료를 연소하여 얻는 일량으로 정의 되어진다. 출력은 기관의 종류에 따라, 또는 운전 조건에 따라 각각 달라진다. 기관의 출력은 어떤 종류의 출력인가를 반드시 명기하지 않으면 오해를 일으킬 수 있다.

앞에서 설명하였듯이 그 엔진의 성능을 나타내는 출력의 정의는 쉽게 글로 표현은 가능하지만, 실제로 그 엔진의 출력을 정확한 수치로 나타내는 것은 쉬운 일이 아니다.

정격의 개념을 간단하게 소개하자면, “어떤 엔진의 정격이 얼마이다”라고 하면 그 배의 출력이 프로펠러를 회전시키는데 얼마의 동력이 필요하다고 간단하게 표현될 수도 있다. 그러나 그 개념은 그렇게 간단한 것이 아니다. 그 개념을 알기 위해서는 여러 가지 질문들이 요구되어진다.

- 어떤 조건하에서 생성된 동력인가?²⁾
- 이것은 단순히 정격인가 아니면 실질적으로 생성된 출력인가?³⁾
- 어떤 샤프트 속도에서 생긴 출력인가?
- 샤프트 출력 혹은 제동출력인가?
- 선박 설계자는 이 출력값을 결정할 때 어떠한 가변인자 요소들을 고려하였는가?

이렇듯이 엔진의 정격을 결정하는 것은 엔진의 설계자이기 때문에 실제로 선박의 설계 조건과 상이하여 공장의 정격은 그 선박을 위해 설정된 정격이 아니고, 동시에 선박이 운항 중에 실제로 낼 수 있는 출력도 아니다.

2) 동력 측정당시 소기온도, 주변대기온도, 기압, 상대습도, 냉각수 온도, 부하 상태 등에 따라 차이가 생긴다.
3) 단순한 연료소비량에 의한 발열량의 계산된 수치인가, 아니면 일을 하고 난후 실지로 열량을 측정된 수치인가?

선박에서 엔진의 성능을 지속적으로 비교 검토하는 작업을 실시하고 있다. 매번 동일한 해상 조건에서 동일 배수량으로 동일 회전속도에서 성능을 측정한다고 하더라도 여러 가지 주변 환경이 다르므로, 측정된 열량을 보정하여 재수정이 필요하다.

기관 제작자들도 정확한 수치의 정격을 제시하지 못하는 것은 기관을 운전할 때 기관의 한계치를 특정 한 부분에서 발견할 수 없기 때문이다. 그것은 동일 기관이라도 어떠한 주변 상황에서 운전하느냐에 따라, 운전자가 운전하는 방법 등에 의해 한계치가 변할 수 있기 때문이다. 그 기관에 대한 여러 가지 출력의 범위는 수많은 시험 운전을 걸쳐 최대한 안전 범위에서 결정되어지기 때문에 사용자 입장에서 조금의 여유를 가지는 것은 사실이다. 하지만 주변의 환경에 따라 사용 범위가 많이 달라지기 때문에 운전영역 결정시 환경을 참조하여 운전을 할 수 밖에 없다.

그러면 **Table 2.1**에서 각종 기관의 출력에 대한 정의가 사용하는 목적에 따른, 기관의 종류에 따른 해석이 다르게 쓰이나 선박용 기관에만 국한하지 않고 자동차 또는 건설용 기관 및 항공기에 사용되는 엔진의 운전환경에 따른 출력을 간단하게 정의되어진 것을 소개 하였다.

Table 2.1 Definition of powers

호 칭	정 의	적 용	규 정
연속최대출력 (Continuous maximum power)	기관을 안전하게 연속 사용할 수 있는 최대의 출력, 기관의 강도계산의 기초가 되며, 선박용주기관의 호칭출력이다. 전출력이라고도 한다.	선박용 기관	KSB 4) 8301 2040
상용출력 (Normal continuous rating or cruising power)	선박이 항해속도를 얻기 위해 상용되는 출력, 이때의 회전속도를 상용회전속도라고 한다. 기관의 효율과 보수의 점에서 경제적인 출력. 정격출력의 의미에 사용되기도 한다.	선박용 기관	KSB 8301 2036
최대출력 (Maximum power)	기관이 낼 수 있는 최대치, 계측에 필요한 정도로 단기간 계속운전이 되면 좋다. 이것을 구하는 시험을 최대 부하시험 이라한다	자동차용 기관	KSB 0115 2037
정격출력 (Rated power)	토크, 연료소비율, 피스톤의 속도나 각부의 마모 등을 고려해서 장시간 운전이 가능하다고 보아 사용하는 속도가 정격회전속도이며, 이 속도에서 일정시간 계속해서 얻어지는 출력	정치기관	KSB 0115
연속정격출력 (Continuous cruising power)	장시간의 연속운전에 견디는 정격출력, 시험에서는 10~12시간 정도 연속해서 얻어지는 출력으로 규정하는 경우가 많다.	건설 기계용 기관	KSB 0115 2035
1 시간정격출력	1시간 계속해서 얻어지는 출력	건설기계 용 기관	
과부하정격출력 (Overload rating power)	정격출력의 일정한도를 넘어서 일정시간 운전해서 얻어지는 출력. 정속회전 육용기관에서는 동일회전속도에서 정격의 10% 초과 부하에서 10분간, 선박에서는 연속 최대출력의 110% 또는 120%를 단 시간 내에 구할 수 있다.	육용기관 선박용 기관	KSB 0115 2039
이륙최대출력 (Take off rating)	항공기용 기관으로 표준해면상태에서 이륙 시에 한해 1분간만 연속 사용을 허용하는 회전속도에서 얻어지는 출력.	항공기용 기관	

2.1.1 연속최대출력(MCR)과 상용출력(NCR)의 관계

선박에서 사용되는 최대연속출력(MCR-maximum continuous rating)은 그 선박이 안전하게 연속해서 낼 수 있는 최대출력을 뜻한다. 그러나 연속(continuous)이란 말과 다르게 실제로 최고도달마력과 비슷한 내용이다. MCR로 계속 운전하면 과열 및 높은 진동과 소음 등으로 엔진에 무리가 생기므로 아무도 MCR로 계속해서 운전하지 않는다. 그래서 정해진 운전조건하에 연속적으로 엔진을 운전할 때 보증할 수 있는 출력으로 그 기간에 여분의 출력, 신뢰성, 내구성 등을 고려하여 지정한 실사용 출력에 가까운 값으로 기관의 용도나 종류 및 선박의 크기 형태에 따라 다소 달라지나 일반적으로 MCR의 90%로 설정한 상용 출력(NCR-normal continuous rating, CSO -continuous service output)을 사용한다. 즉 100을 낼 수 있는 엔진을 가지고 90만 내어서 사용한다는 뜻이다. 보수적이고 안전도를 더욱 중시하는 선주들은 85%를 선택하기도 한다.

4) K S B : Korean Standards(한국표준협회)중에는 대분류가 16개 종으로 분류되며, A-기본, B-기계, C-전기, D-금속, E-광산, F-토건, G-일용품, H-식료품, K-섬유, L-요업, M-화학, P-의료, R-수송기계, V-조선, W-항공, X-정보산업 등이고, category B내에는 10개의 소 분류로 각 코드에 부합된 item 들이 있다.

2.2 동력의 전달 과정과 정의 [6]

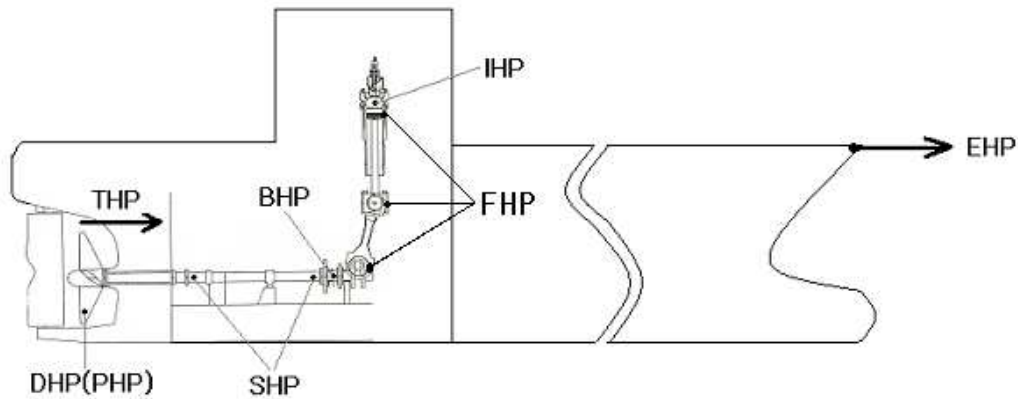


Fig. 2.1 Indicating location for various powers

2.2.1 도시마력(IHP-indicated horse power)

엔진의 실린더 내에서 생성되는 이론적 계산 값으로 실린더내의 연소압력이 피스톤에 실제로 작용하는 동력을 말한다. 지압도를 이용하여 그린 실린더내의 압력변화를 보이는 지압도로부터 평균유효압력이 계산된다. 도시일은 어떤 공간내에서 얼마만큼의 압력이 미치는가로 정의될 수 있으므로 먼저 도시평균 유효압력 p_{mi} 를 구하여야 한다.

$$IHP = \frac{z p_{mi} l A n}{60 \times 75 \times \zeta} \text{ (PS)} \quad (2.1)$$

여기서 z : 실린더 수, p_{mi} : 도시평균유효압력(kgf/cm²), l : 피스톤 행정 (m), A : 실린더 단면적(cm²), n : 매분 회전수, ζ : 사이클 방식에 따른 계수로서 2행정 사이클은 1, 4행정 사이클인 경우에는 2이다.

하지만 공장이나 선박에서 지압도를 사용하여 정확한 도시마력을 산출하는 것은 어려운 작업이다.

2.2.2 마찰손실마력(FHP-frictional horse power)

지시마력에서 피스톤이 작동할 때 발생하는 각종 마찰손실 값의 합을 마찰손실이라 하는데 여기에 해당하는 것은 피스톤링의 마찰, 스타핑 박스 링의 마찰, 각종 베어링의 마찰, 펌프손실, 유체손실, 보기 구동 시 발생하는 손실, 기타의 마찰손실 등이 해당된다. 마찰손실마력을 정확하게 구하는 것은 불가능하다. 그래서 지시마력에서 제동마력을 감하여 마찰손실마력을 구한다.

$$FHP = IHP - BHP \quad (2.2)$$

이 마찰손실마력을 줄임으로 인하여 유효일량이 증가하고 기계효율이 증가한다.

2.2.3 제동마력(BHP-brake horse power)

공장에서 왕복동 내연기관의 육상운전을 행할 때 기관의 축단에서 쟀 마력으로서 동력계로 제동을 걸어서 재므로 제동마력이라고 하고 왕복동 내연기관에서 사용한다. 지시마력에서 기관내부의 마찰, 부속기기의 운전에 소비되는 마력 등을 뺀 것으로서 기관이 실제로 외부에 내 보내는 마력이다. 제동마력을 지시마력으로 나눈 값을 기계효율이라 한다.

$$BHP = \frac{z p_{me} l A n}{60 \times 75 \times \zeta} \text{ (PS)} \quad (2.3)$$

여기서 z : 실린더 수, p_{me} : 정미평균유효압력(kg/cm²), l : 피스톤 행정 (m), A : 실린더 단면적(cm²), n : 매분 회전수, ζ : 사이클 방식에 따른 계수로서 2행정 사이클은 1, 4행정 사이클인 경우에는 2이다.

그리고 기계효율은

$$\eta_m = \frac{BHP}{IHP} \text{ 이다.} \quad (2.4)$$

2.2.4 축마력(SHP-shaft horse power)

기관으로부터 전달되는 마력을 추진기를 연결하고 있는 중간축에 전달되는 토크로부터 산정한 마력을 말한다. 비틀림계를 사용하여 측정한 축마력은 비

틀림계의 설치 위치에 따라 값이 변화하고 기관에 접근할수록 제동마력에 가까워지며 추진기에 접근할수록 전달마력에 가까워진다.

$$\text{SHP} = \frac{2\pi n Q}{75 \times 60} = \frac{2\pi n}{75 \times 60} \times \frac{\pi D^4 G}{32 \times l} \theta (\text{PS}) \quad (2.5)$$

여기서 Q : 토크(kgf · m), D : 축의 직경(m), G : 축의 횡탄성 계수(kgf/cm²), θ : 비틀림각(rad), n : 매분 회전수, l : 비틀림체에 의한 축의 계측장(m)

2.2.5 전달마력(DHP-delivery horse power)

전달마력은 추진기 마력(propeller horse power)이라고도 하며 추진기에 실제로 공급되는 마력이다. 추진기관의 출력, 즉 제동마력으로부터 축계에 있어서의 마찰, 기타에 의한 손실마력을 감한 것으로서 전달마력과 제동마력의 비를 전달효율(transmission efficiency)이라 한다. 전달효율의 값은 추진기관의 종류, 그의 장비위치(선체의 중앙부인가 선미부인가 등), 추진기관과 추진기와 연결방법(직결인가 감속장치를 갖는가 등), 기타 추력베어링의 종류, 중간베어링의 종류와 수, 축계의 설치 정도, 또는 배의 재화상태에 의한 선체의 휘임 등 여러 가지 원인에 의하여 변화하며 같은 배라도 반드시 일정한 것은 아니다. 더구나 실선에서 직접 전달마력을 측정하는 방법이 없으므로 전달효율의 정확한 값을 아는 것은 불가능하다.

전달효율은

$$\eta_t = \frac{DHP}{BHP} \text{ 으로 정의한다.} \quad (2.6)$$

2.2.6 추진마력(THP-thrust horse power)

추진마력은 배에 설치된 추진기가 전달마력을 공급 받아서 일으킨(배를 추진시키는) 마력으로서 추진기가 발생한 추력 T와 주위의 물에 대한 추진기의 전진속도(speed of advance) 상승적이다.

$$\text{THP} = \frac{Tv_a}{75} \quad (2.7)$$

여기에서 T : 추진기의 추력 (kgf), v_a : 추진기와 그의 주위의 물과의 상대 속도(m/sec)

2.2.7 유효마력(EHP-effective horse power)

유효마력은 예색마력, 또는 예인마력이라고도 하며 선체에 추진기 등을 장착하지 않고 로우프에 걸리는 힘, 즉 선체가 받는 저항과 끌리는 속도와의 상승적으로 구하여 진다.

유효마력과 추진마력과의 비를 선체효율(hull efficiency)이라 하고 이것은 선체와 추진기와의 유체역학적 상호작용을 수량적으로 나타내는 값이다.

$$\text{EHP} = \frac{Rv}{75}(\text{PS}) \quad (2.8)$$

여기서 R : 추진기 등을 장비하지 않은 선체가 받는 저항(kgf) v : 배의 전진속도(m/sec)

주로 정의되기를 지시마력은 유효마력의 거의 2배에 가깝다.

$$\text{IHP} \doteq 2\text{EHP} \quad (2.9)$$

2.3 선박의 소요 마력 산정^[7]

엔진에서 생산된 마력(BHP)이 축을 거치고(SHP) 프로펠러에 의하여(PHP) 배를 추진시키는 전달 마력(DHP)으로서 비로소 효과를 내는 유효마력(EHP)으로 쓰이게 된다. 이 유효마력이 선박이 필요로 하는 속력을 내기 위한 소요마력이 되는 것이다.

설계상 도시마력(IHP)의 42%만이 EHP로 쓰인다고 W. Froude가 계산했다. 물론 당시에는 오늘날보다 엔진 효율이 좋지 않았을 것이고 프로펠러 효율도 좋지 않았기 때문에 IHP와 EHP의 격차는 컸다. 오늘날의 배들로 통계를 잡으면 60% 정도가 될 것이다. 마력의 정의는 단위시간 동안 작용하는 힘의 이동

거리로서 미터법 단위로는 75kgfm이고, 파운드법 단위로는 550lbf이다. 단위시간을 수식에 넣으면 거리가 속력으로 바뀌어 마력은 [힘×속력]으로 된다. 따라서 배의 소요 마력은 [추진력×속력]이 되고 이는 바로[저항력×속력]과 같은 값이다.

EHP는 단위상수×R×v가 되므로 총 저항 값 R만 안다면 소요마력이 다음과 같이 간단하게 계산이 된다.

$$EHP = \frac{1}{75} Rv \quad R : \text{kgf}, \quad v : \text{m/s} \quad (2.10)$$

$$EHP = \frac{1}{38} Rv \quad R : \text{kgf} \quad v : \text{knot} \quad (2.11)$$

그러나 전체저항 R은 직접 계산이 안 되므로 마찰저항(R_f)과 조파저항(R_w)을 포함하여 잉여저항(R_r)으로 나누어서 계산하고자 하는 이론전개가 장세월간 이루어져 왔고, 각종 실험 자료들이 수집되어 잘 정리되어 있어 이를 응용하고 있다.

역으로 많은 동급의 유사 실적선들로부터 그 상수를 계산해 놓으면, 이를 이용하여 새롭게 설계하고자 하는 배의 의도하는 속도와 배수량에 맞는 IHP를 계산해 볼 수 있다. 이 또한 막연한 추정일 뿐이므로 설계 초기의 참고용으로만 쓰인다.

가장 신빙성 있는 소용마력 추정 방법으로는 모형시험을 하는 것이다.

보통 장착된 엔진은 실제 소용마력보다 25% 이상 큰 마력을 발생시킨다. 최대마력의 90%로 가동하고 또 그것의 85%만 가지고도 필요한 속도가 나오도록 엔진을 정하기 때문이다.

연료소비율을 줄이기 위하여 일부러 더 큰 엔진을 선택하여 연속최대마력(MCR) 자체를 줄이는 경우도 있다(derated 시켰다고 함). 이 경우 원래의 설계된 마력 규격은 유효마력보다 50% 이상 큰 것일 수도 있다. 어떤 배의 엔진이 동 등급의 다른 배보다 유난히 큰 것같이 느껴질 때는 derated된 마력이 아닌가 하는 생각을 해볼 필요가 있다.

2.4 지시마력과 제동마력의 관계

지시마력이란 실린더내의 연소압력이 피스톤에 실제로 작용하는 동력을 말하는 것으로 실제의 지시마력을 정확하게 측정한다는 것은 매우 어려운 작업이다. 하지만 현재는 다양하고 신뢰성이 높은 측정 장비가 발달되어 실제 치에 가깝게 측정이 되고 있다.

압력과 부피의 곱이 일이므로 어떤 일정 부피의 공간에서 작용하는 압력을 구하면 동력은 쉽게 구할 수 있다. 하지만 선박이 운항 중에 그 압력을 정확하게 구한다는 것은 환경이 많이 변하기 때문에 어렵다. 예를 들면 엔진을 제작 후 육상에서 마력을 구할 때는 과도나, 바람, 그리고 조류 등의 저항이 없고, 부하의 조건이 일정하기 때문에 정확하게 구할 수 있으나, 항해중일 때는 저항이 일정하지 않고 여러 가지 저항이 항상 존재하기 때문에 정격을 구하는 것은 정확하지 않다.

제동마력이란 지시마력에서 마찰손실마력을 감한 수치를 의미하는데, 육상에서는 여러 가지 동력계를 사용하여 계측이 가능하나, 실제로 운항중인 선박에서는 동력계를 부착할 수 없어 정확한 제동마력을 구하는 것은 어렵다. 그래서 지시마력이 구해지면 일정한 수치를 대입하여 제동마력을 구한다. MAN B&W 엔진에서는 제동마력을 구할시 도시평균유효압력(indicated mean effective pressure : p_{mi})을 구하여 이 값에서 1을 뺀 수치를 정미평균유효압력(brake mean effective pressure : p_{me})이라는 경험에 의한 식을 공식화하여 식 2.12과 2.13처럼 사용한다. [8]

운항중인 선박에서 지시마력으로부터 제동마력을 구하는데, 정미평균유효압력은 지시평균유효압력에서 1을 뺀 수치로 계산된다.

그러므로 제동마력은 아래와 같이 구하기도 한다.

$$2 \text{ 사이클 기관의 제동마력(PS)} = \frac{z(p_{mi} - 1)lAn}{60 \times 75}, \quad (2.12)$$

$$4 \text{ 사이클 기관의 제동마력(PS)} = \frac{z(p_{mi} - 1)lAn}{2 \times 60 \times 75} \text{ 이라고 할 수 있다.} \quad (2.13)$$

선박에서 기계 효율을 구하기 위해서는

식 2.4에 지시마력과 제동마력의 식 2.12과 2.1을 대입하면

$$\frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{(p_{mi} - 1)}{p_{mi}} \text{ 이다.} \quad (2.14)$$

그러므로 기계적 효율을 높이기 위해서는 도시평균유효압력(p_{mi})을 높이면 유리해진다.

또한 지시마력에서 보듯이 엔진의 마력을 증대 시키려면 지시평균유효압력을 키우는 방법, 피스톤의 행정을 키우는 방법, 회전수를 올리는 방법 등이 있으나, 회전수를 올리면 프로펠러 효율이 낮아지기 때문에 실린더내의 평균유효압력 혹은 피스톤 행정을 키우는 방법이 가장 많이 이용된다.

과거 20년간 지속적으로 실린더 압력과 피스톤 행정을 크게 하는 엔진 개발이 지속되었는데, 그 과정에서 구조 강성이 못 견디었거나 냉각 능력이 감당하기 어려운 고열 부분이 생겨서 취약해지는 사례가 있었지만 그런대로 성능이 좋은 디젤엔진이 개발되어 왔다.

2.5 평균유효압력(Mean Effective Pressure -MEP)

발생 출력을 단위배기량 당으로 환산하여 압력의 단위로 나타낸 것으로 단위 배기량당의 토크와 같으며, 엔진이 구동하면서 기계적 마찰손실이 고려된, 엔진에서 발생시킨 실제 마력을 표시함.

즉 디젤 엔진은 열 사이클에 의한 분류로 보면 정적과 정압 사이클의 복합형으로 일명 사바테 사이클(Sabathe cycle)이라고 부르고 점화 방법에 의한 분류로 보면 압축 착화열에 의한 점화 방법을 사용하므로 추가적인 장치가 필요 없으며 이것이 디젤 기관이다.

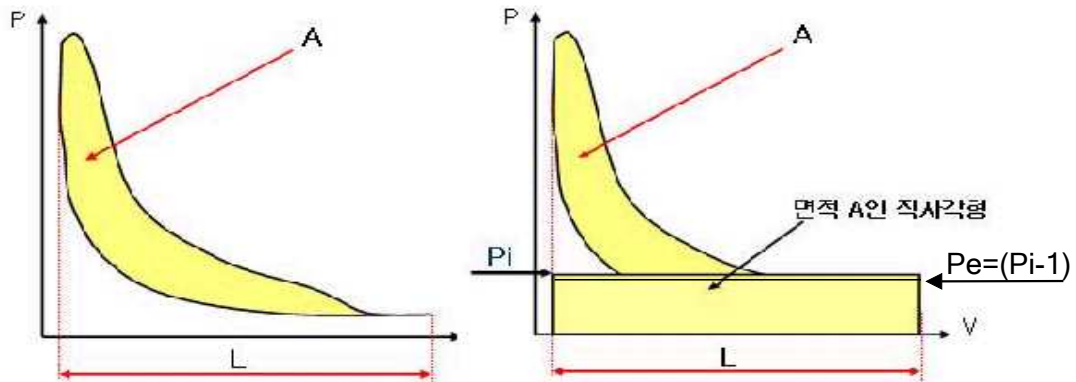


Fig. 2.2 P-V diagram and mean effective area

특히 2행정 대형 엔진에서는 착화 지연 현상이 두드러지는데 이는 V.I.T⁵⁾라는 기계적 장치를 사용하여 분사시기를 당겨서 착화 지연을 방지하고 이로 인한 폭발 압력의 증가로 연료 소모량을 줄일 수 있어 경제적인 측면에서 보면 환영 할만하다.

하지만 긍정적인 면과 함께 부정적인 면도 없지 않는데, 이는 V.I.T.를 지나치게 높게 사용하면 연소실 내에서 충격이 증가하여 실린더 라이너에 부정적인 면으로 작용하고 연소 시 높은 연소열에 의하여 녹스(NOx)를 많이 발생시켜 환경오염에 악영향을 끼친다. 그래서 선박이 노후화 되면 V.I.T. 장치를 사용하지 않는 선박들이 대부분이다.

2.6 엔진 정격을 제한하는 요소들

일반적으로 엔진의 정격을 지시한 숫자는 그 엔진의 최대 출력을 말한다. 선박 운항자들은 이 수치를 기준으로 최대 안전한 범위에서 최저의 연료소비율을 적용하여 운전하는 것이 목적일 것이다.

5) V.I.T.(Variable injection timing system) : 연료의 분사시기를 변경하여 주는 장치로 B&W사는 붓슈식 펌프의 바렐을 상하로 움직여 스피공의 닫음 시기를 조절하거나, V.I.T. 프런저를 사용하고, SULZER사는 편심 캠을 이용하여 연료흡입밸브의 작동 시기를 조정하는 방법을 사용한다. 전자 제어 엔진에서는 연료 분사시기를 전자변으로 하기 때문에 따로 V.I.T. 장치가 필요없다.

출력은 토크(같은 의미로 평균유효압력이다)와 회전속도의 두개의 요소로 구성되어져 외부로 전달된다. 이 요소들은 일반적으로 별개이다. 엔진은 상용 운전속도에서 반드시 제한치가 주어진다. 그 이유는 왕복동 장치에서는 관성력과 함께 가속되어지면 그 부품과 베어링에 피로를 준다. 다른 말로 큰 범위의 과속이 아니면 커다란 손상을 주는 것이 아니라 보통 허용이상의 마모율을 보인다. 이러한 이유로 상용 운전에서 허용되지 않는 속도는 그 엔진에 직접적으로 나타나는 손상이 없으면 잠시 동안 사용되어 질 수도 있다. 그래서 선박이 신조 후나 입거 후에는 정격치 이하에서는 상용 회전수 이상에서 운전을 허용한다. 하지만 회전체에서는 허용한계치 이상에서는 원심력 및 관성의 증대로 파괴가 일어난다. 이는 모든 왕복운동이나 회전운동체에 회전속도 상한치를 적용하는 가장 큰 이유가 된다. 그래서 선박 기관 설치 기준에 의하면, 주기관용 내연기관에 설치하는 조속기는 연속최대회전수의 115퍼센트를 초과하지 아니하도록 조정된 것이어야 하며, 과속도 방지장치 및 그 구동기구는 조속기와는 독립된 것이고 연속최대회전수의 120퍼센트를 초과하지 아니하도록 조정 되어야한다.[9] 또한 토크의 상한치는 어떤 선박이 운항 시 기관의 강도와 그 밖의 이유 때문에 연속최대출력에 상당하는 값을 넘겨서는 안 된다. 즉 정미평균유효압력(p_{me})이 일정한 상태에서(디젤 기관의 경우에는 크랭크 축의 팔의 길이가 그 기관에서는 일정하므로 p_{me} 가 일정하면 토크도 일정하게 된다) 회전수가 내려간 채로 긴 시간 동안 운전되면 연료 분사량은 일정한데 공기의 양이 줄어들면서 피스톤 크라운이나 실린더 헤드 및 배기변 등의 온도가 상승하여 여러 형태의 손상을 초래한다.

제 3 장 부하선도에 대한 해석

3.1 동력과 회전수의 관계^[10]

선박의 추진 동력을 발생하는 추진 기관의 선정은 추진기에 전달해야 할 회전력과 회전운동속도의 크기에 따라 결정된다. 즉 추진기가 발생해야 할 추력과 추진기와 추진기 주위의 물 사이의 상대 운동 속도(추진기 전진 속도)에 의해 결정된다.

선박을 건조할 때 먼저 선체의 설계가 끝나면 선박의 속력과 이에 따른 추진 저항을 구하고 이로부터 요구되는 추력과 추진기 전진 속도를 얻을 수 있는 추진기의 크기, 모양, 및 회전 속도가 결정된다. 그 다음 추진기 구동에 필요한 동력을 발생하는 추진 기관을 선정한다.

선박은 운항 중 해상상태 또는 선박의 운항 상태에 따라 선체에 작용하는 저항이 변동하고 따라서 추진기 및 추진기관에 작용하는 부하도 변동한다. 선택된 추진기관은 기관의 운전 조건 및 상태에 따라 안전하게 운전할 수 있는 운전 범위를 설정하고, 기관에 작용하는 부하가 변하더라도 기관의 운전점이 설정한 운전 범위 내에 있도록 해야 한다. 운항자는 운전점이 설정범위를 벗어나면 선박의 안전을 해치지 않는 범위 내로 운항 상태를 변경하여 추진 기관의 운전점이 설정 범위 내에 있도록 해야 한다.

추진 기관이 디젤기관이고, 고정 추진기가 설치된 선박에서 추진기관의 동력과 회전수의 관계는 다음과 같다.

디젤기관의 회전축에 발생하는 회전력의 크기는 실린더 내의 평균유효압력과 실린더의 행정체적을 한 사이클 동안의 각 변위로 나눈 값에 비례하고, 회전수의 크기와는 무관하다. 그런데 행정체적은 변화가 없으므로 회전력 T_b 는 평균유효압력 p_e 에 비례한다.

$$T_b = Cp_e \quad (3.1)$$

여기서 C 는 비례 상수이고, 디젤기관의 제동동력 P_b 는 회전력과 회전수의 곱이므로 평균유효압력 p_e 와 회전수 n 에 비례한다.

$$P_b = C p_e n \quad (3.2)$$

평균유효압력이 일정(1 사이클당 연료 분사량이 일정)하다면 제동마력의 크기는 기관의 회전수에 비례하게 된다.

$$P_b = C n^1 \quad (p_e = \text{constant}) \quad (3.3)$$

3.2 추진기 법칙

선박의 추진을 방해하는 마찰저항 R_f 는 저속의 범위에서는 선속 v 의 제곱에 비례한다.

$$R_f = C v^2 \quad (3.4)$$

여기서 C 는 비례상수로서 선체의 크기, 모양, 상태, 날씨 등에 따라 결정된다. 고정피치 추진기가 추진기관과 직접 연결된 선박의 경우 선속은 추진기의 회전수 n 에 비례하므로 추진저항은 추진기의 회전수의 제곱에 비례하고, 추진기에서 발생해야 할 추력도 추진기의 회전수에 비례한다. 따라서 추진기관이 추진기에 전달해야 할 회전력 T 의 크기도 회전수의 제곱에 비례한다.

$$T = C n^2 \quad (3.5)$$

선박이 저항을 이겨서 어떤 속도로 전진하기 위해 필요한 동력 P_E 는 선속의 세 제곱에 비례한다.

$$P_E = R_f v \quad (3.6)$$

$$= C v^3 \quad (3.7)$$

따라서 추진 기관이 추진기에 전달해야 할 동력 P_D 도

$$P_D = T 2\pi n \quad (3.8)$$

$$= C n^3 \quad (3.9)$$

와 같이 회전수의 세 제곱에 비례하게 된다. 즉, 추진기의 피치를 변화시킬

수 없는 고정 피치 추진기의 경우 “추진기에 전달해야 할 동력은 추진기의 회전수의 세 제곱에 비례”한다. 이를 추진기의 법칙(propeller's law)이라 한다.

프로펠러법칙에서 회전수에 대한 지수 3은 항상 고정된 것이 아니며 전체 회전수에 걸쳐 일정한 것도 아니다. 고속선의 경우 4에 가까운 경우도 있으나 통상의 계산에서 3으로 취하면 대체로 만족스런 결과를 주게 된다.

여기서 마찰저항과 속력과의 관계를 Froude 실험식에 의해 정리해 보면^[11] 마찰저항(R_f , frictional resistance)은 표면저항(skin resistance)이라고도 하며 물과 선체 표면과의 마찰에 의한 저항이다. 이 저항력은 선체의 물과 접하는 침수면적에 비례하고 선체의 표면상황에 따라 그 값이 달라진다. 표면의 조도나 오손정도에 따라 현저한 차이가 있다. 또한 속력에 따라서도 그 배에 대한 마찰저항의 비율이 달라진다. 저속의 경우에는 마찰저항이 전체 저항의 60~80%에 달하는데 증속하여 고속으로 되면 조파저항이 전 저항의 대부분을 차지하게 되어 마찰저항은 30~40% 정도로 저하한다. 그런데 마찰저항 R_f 는 다음의 Froude의 실험식에 의하여 계산할 수 있다.

$$R_f = \lambda \delta \{1 + 0.0043(15 - t)\} A v^{1.825} \text{ (kgf)} \quad (3.10)$$

$$= 0.2973 \lambda \delta \{1 + 0.0043(15 - t)\} A v_K^{1.825} \text{ (kgf)} \quad (3.11)$$

여기서,

δ : 물의 비중(해수는 1.025)

λ : 마찰계수(=0.1392 + 0.258/(2.68 + L), (L : 배의길이 m))

t : 물의 온도(°C)

A : 침수면적(선체가 물에 접하는 표면적)(m²)

v : 배의 속도(m/s), v_K : 배의 속도(kt)

즉, 마찰저항은 선속의 1.825승에 비례하여 증감한다.

추진기의 법칙은 선박의 운항 조건이 시운전 때와 같은 상태(오손되지 않은 매끈한 선체와 파도가 없는 평온한 해상 상태)에서 성립된다. 선박을 계속 운항함에 따라 선체가 오손되면 반류영역⁶⁾이 시운전 때의 반류영역과 달라지므로

6) 반류영역 : 배가 전진할 때 배 근처의 물을 반류(伴流- wake)라 하여 배와 함께 앞으로

로 시운전 때의 추진기 법칙이 유효하지 않게 된다. 즉, 추진기 법칙에서 저항 계수 C의 값이 변경되어야 추진기 법칙이 성립된다. 선체가 오손되면 추진 저항이 커지고 추진기에 걸리는 부하가 커진다. 즉, 추진기 법칙에서 저항 계수의 값이 커진다. 그러므로 추진기에 전달된 동력이 같다면 추진기의 회전수가 작아진다.

추진기 법칙에서 저항 계수의 값을 달리하여 적용해야 할 경우는 많다. 해류의 흐름이 역류이거나, 강한 바람을 맞받거나, 큰 파도가 이는 해상 상태에서는 추진기에 가해지는 부하가 커진다. 반면에 공선 상태에서는 추진저항이 작아지므로 추진기에 걸리는 부하도 작아진다. 이 경우 추진기에 전달되는 동력이 같다면 추진기의 회전수가 커진다. 이와 같이 고정 피치 추진기를 설치한 선박에서는 추진기 법칙이 부분 부하 상태에서도 적용이 된다. 따라서 추진기 법칙은 추진 원동기의 선정, 원동기의 운전점을 나타내는 부하 선도에 이용된다.

3.3 부하선도의 구성 요소

부하선도란 특정의 프로펠러를 설치한 선박에 탑재되어진 기관의 연속적인 운전을 위해 기관에 걸 수 있는 부하의 한계치를 정하는 데에 쓰인다. 세로축에는 기관출력을 가로축에는 기관회전수를 백분율로 표시하고 눈금은 대수(logarithm)눈금으로 되어있으며 따라서 프로펠러 곡선과 평균유효압력 등은 직선으로 표시된다. 추진기에 전달해야 할 전달동력과 추진기관이 발생해야 할 제동동력은 회전수의 지수함수가 되어 표준 눈금의 좌표에서는 포물선으로 나타나므로 불편하다. 지수함수의 양변에 대수로 나타내면

$$\begin{aligned} \log P &= \log(C \times n^i) \\ &= i \times \log n + \log C \end{aligned} \quad (3.12)$$

흐르고, 배가 달리면 배 주변의 가까운 물은 배에 이끌려 진진하게 된다. 선수 근처로부터 선미까지 오는 사이에 끊임없이 전방으로 끌리기 때문에 이와 같은 흐름은 선미에서 특히 빠르게 된다. 이러한 현상 때문에 선체와 프로펠러가 느끼는 물에 대한 상대 속도는 다르게 된다.

가 된다. 따라서 지수함수는 대수눈금의 좌표에서는 직선으로 나타난다. 즉 기관의 특성에 의한 추진기관의 제동동력은 회전수에 대하여 기울기 $i = 1$ 인 직선이 되고, 추진기 법칙에 의한 전달동력의 크기는 회전수에 대하여 기울기 $i = 3$ 인 직선이 된다.

이와 같이 대수눈금의 좌표에서는 지수함수가 직선적으로 나타나므로 기관의 레이아웃(layout) 선도와 부하 선도는 대수눈금의 좌표를 사용한다.

이 선도를 이용함으로써 기관을 보다 안전하게 운전할 수 있을 뿐만 아니라 부하에 영향을 주는 선체오손의 정도 등을 판단 가능하게 함으로써 선저소재 시기를 결정할 수도 있다.

부하선도의 구성은 출력, 회전수와 평균유효압력(MEP)의 대수 함수로 구성된다.

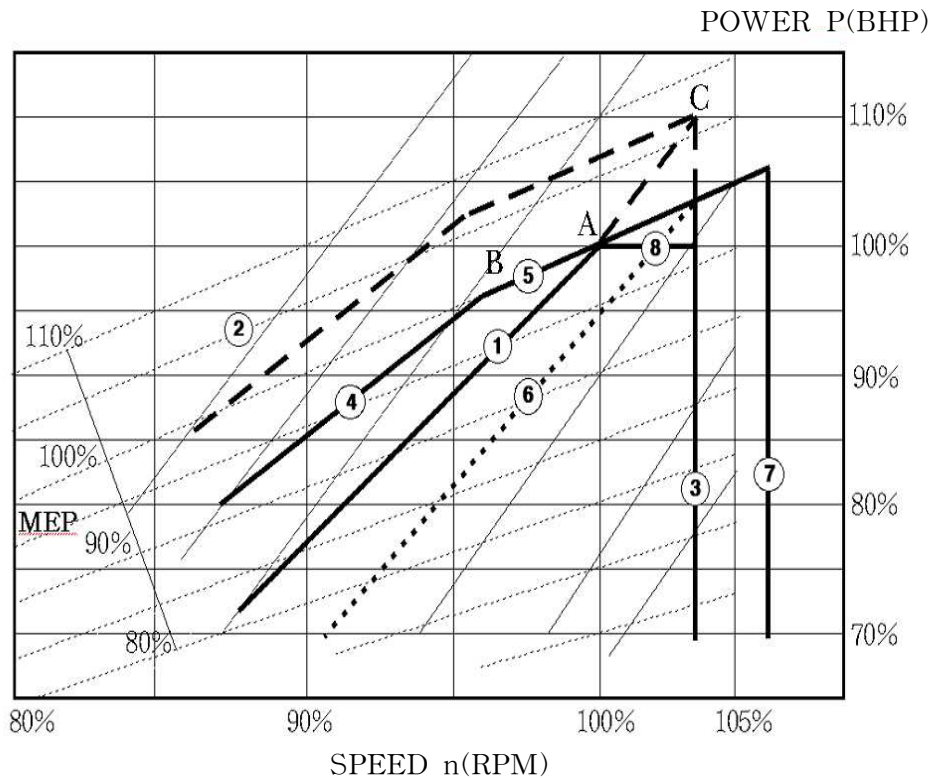


Fig. 3.1 Load diagram of MAN B&W MC type engine

Fig. 3.1은 MAN B&W MC 엔진의 부하선도로서 계속운전을 위한 조건을 제시하고 있으며, 각 선과 부하와의 관계는 다음과 같다.

- 1) LINE ① : 기관부하의 normal power line으로서 MCR(100% 출력과 100% 속도)A점과 C점(110% 출력과 103.3% 속도)을 관통하여 연결된 선으로서 이 선과 평행한 선들은 주어진 운전상태에서 주어진 프로펠러에 의하여 흡수된 출력을 위한 프로펠러 커브로서 이선의 우측에서 운전되어야 한다.
- 2) LINE ② : 이 선과 평행한 선들은 평균유효압력(MEP)을 표시하는 선이다. 이 선을 토크 선이라고도 한다. 이선은 연료의 소비량과 밀접한 관계가 있다.
- 3) LINE ③ : 기관의 연속 운전을 위한 속도 상한선⁷⁾으로서 회전수는 103.3% 이다.
- 4) LINE ④ : 보통 토크 리치선이라고도 하고, 평균유효압력 제한선⁸⁾이라고도 한다.
- 5) LINE ⑤ : 기관의 계속운전을 위한 평균유효압력의 상한선 즉 토크 리밋선이라고 하고, 100% MEP 선과 MCR선을 연결한다.
- 6) LINE ⑥ : 디자인 프로펠러 커브(프로펠러 회전수 마진을 적용한 커브)
- 7) LINE ⑦ : 106% 속도선으로서 시운전시의 경우를 제외하고는 어떠한 경우라도 이 한계를 넘기지 않아야 하는 속도 상한선이다.
- 8) LINE ⑧ : 출력 상한선. 회전수 100%를 상회하여 운전 시 부하 제한선이다.

7) 상한선 : 엔진의 안전한 운전을 위하여 설계에 의해 결정된 최대 운전 허용범위를 제시한 선

8) 제한선 : 엔진의 안전과 효율적인 운전을 위하여 주변의 환경 변화를 고려하여 운전 범위를 제시한 선

3.4 부하선도 내에서 기관의 운전 점 설정

3.4.1 기준점

부하선도는 먼저 기준점(Reference point : A)이라고 하는 추진 기관의 연속 운전이 가능한 최대출력(100% 출력)과 최대출력 운전 때의 회전속도(100% 회전수)를 나타내는 점을 선정한다. 이 점은 연속 최대 출력점이 있는 추진기 범칙선 위에 있다. 특수한 경우를 제외하면 일반적으로 기준점은 추진 기관의 연속 최대 출력점과 일치한다.

3.4.2 회전수 상한선

연속 운전이 가능한 최고 회전수를 나타내는데 기준점 회전수의 103.3%이다. 이 한계는 기관의 비틀림 진동 조건이 허용되는 범위 내에서 기관의 부하선도에 나타낸 연속 최대 출력의 10%미만의 과부하에 기초를 두고 넘지 않는 범위 내에서는 운전하는 상한선이다. 즉 ① 선의 연장선이 부하 110%와 만나는 지점으로 여기서는 ③을 말한다.

이 범위를 넘어 운전할 시에는 당장 큰 문제는 생기지 않겠지만, 각 회전부에서 발생하는 관성력 및 스트레스로 인하여 베어링에 무리를 주어 보통 허용 이상의 마모를 촉진한다.

즉 100% 회전 속도로 운전을 하여도 출력이 100%이상 증가하지 않는다면 3% 속도 증가를 지속적으로 허용한다. 단 3%이상 6%미만은 시운전 동안만 허용된다.

그래서 신조선이나 입거 후 선저나 프로펠러의 상태가 깨끗할 시에는 100% 최대 출력이 넘지 않으면 103%까지의 회전수로 운전을 허용한다.

3.4.3 출력 상한선

연속 운전이 가능한 최대 출력을 나타내는데 기준점의 동력과 같고, 회전수

범위 100%에서 103% 사이에서 운전할 때만 적용된다. 이 부하선도에서는 100% MCR을 나타내고 있다. 여기서는 ⑧을 말한다.

3.4.4 평균유효압력 상한선

연속 운전이 가능한 최고 평균유효압력(회전력) 하에서의 기관의 동력 특성을 나타내는 직선으로 이 부하 선도에서는 기준점 회전수의 96.7~100% 범위에서 운전할 때 적용된다. 기관을 최고 평균유효압력 하에서 운전한다는 것은 기관 부하가 아주 큰 상태로서 많은 양의 연소용 공기가 필요하기 때문에 기관의 최대 출력점 근처에서만 운전이 허용된다.

여기서는 ⑤가 평균유효압력 상한선을 나타낸다.

3.4.5 회전력(평균유효압력) 제한선

넓은 회전수 범위에서 기관을 운전할 때 기관의 연소 상태가 양호하게 유지되도록 최대 회전력(평균유효압력)을 제한할 필요가 있다. 큰 회전력을 얻기 위해서는 많은 양의 연료를 연소시켜야 하는데 이를 위해 많은 공기가 필요하다. 그런데 적은 회전수 영역에서는 공기의 공급이 부족하여 많은 양의 연료를 연소시킬 때 불완전 연소가 일어나기 쉽다.

평균유효압력은 기관의 강도와 그 밖의 이유 때문에 연속최대출력에 상당하는 값을 넘겨서는 안 된다. 이처럼 평균유효압력 100%의 곡선을 따라 회전수가 내려간 채로 지속적으로 운전이 된다면 피스톤 크라운의 온도나 실린더 라이너의 온도가 상승하여 피스톤 링의 부러짐, 고열에 인한 고착, 라이너의 균열, 이상마모 등 주기관에 심한 손상을 입히게 된다. 그 이유는 연소가스의 온도는 연료 분사량에 비례하고, 또 실린더 내에 공급되는 공기량에 역 비례한다. 그런데 평균유효압력이 일정하면 분사되는 연료의 양은 거의 일정하므로, 연소가스의 온도는 실린더 내에 공급되는 공기량에 따라서 정해지는데, 회전수가 내려가면 터보차저 소기의 공급압력이 내려가서 실린더 내에 공급되는 공기량이 줄어들고, 따라서 연소가스의 온도가 상승하게 된다. 출력이 내려갔을 때에는 과급도가 높은 기관일수록 과급압력의 저하가 심하기 때문에 회전

수저하의 영향을 받기 쉽다.

또한 실린더 윤활유는 그 엔진의 회전수에 비례하여 윤활공급장치 (lubricator)에 의해 공급되어지는데, 회전수가 감소되므로 윤활유 공급이 감소되어 라이너와 피스톤링의 윤활이 원활하지 못하여 마모가 심하게 된다. 이러한 이유로 인하여 운전 제한선이 평균유효압력선을 따라 내려오다가 회전수 96.7% 근처에서 기울기가 평균유효압력(토크)이 적어지는 방향으로 바뀌는 이유가 된다. 이 선도에서는 ④가 된다.

상기 평균유효압력선을 제한하는 가장 큰 이유는 회전수를 제한하는 것과는 또 다른 차원의 과도한 열 퇴적으로 인하여 라이너 및 피스톤 그리고 실린더 헤드의 파손을 막고, 온도 상승으로 인한 비정상적인 운전을 피하기 위함이다.

3.4.6 과부하 운전 한계선⁹⁾

해상 상태가 나빠진 상태에서 선박을 운항하다 보면 어느 한순간 또는 짧은 시간 동안 선체에 작용하는 추진 저항(추진기 부하)이 급격하게 커져 추진 기관의 운전점이 연속 운전의 한계를 벗어날 수도 있다. 이러한 경우 선박의 안전 운항을 위해 추진 기관을 과부하 상태로 운전해야 할 상황에 처할 때도 있다. 운전 가능한 회전수 한계는 기준점 회전수의 103%로 연속 운전의 한계와 같다. 일시적 과부하 상태에서의 최대출력 한계는 연속 운전 때의 출력 상한보다 약 10% 더 크다. 즉 기준점 동력의 110%가 과부하 운전의 출력 상한이다. 과부하 운전 상태 즉, 기관의 운전점이 연속 운전의 각 한계선과 과부하 운전의 한계선 사이에 있는 상태는 제한된 시간 동안만 허용되는데 정상 부하 운전 12시간에 과부하 운전 1 시간이 허용된다. 여기서는 굵은 점선에 해당된다.

3.4.7 운항선에서 출력 예측을 통한 엔진 부하 계산법

선박이 운항 하는 동안에 여러 환경에 노출되어진다. 평온한 날씨에 정상 범위에서 운항을 하고 있을 시에는 엔진에 문제점이 없다. 하지만 무인화 당

9) 한계선 : 엔진의 운전 범위를 엄격히 제한한 선

직 체제를 유지하면서 갑작스럽게 악천후 속을 운전하다 보면 실린더, 피스톤 그리고 실린더 헤드에 손상이 생기는 경우를 많이 경험한다. 오늘날에는 선박 운항 시스템의 발전과 선주들의 관심으로 선박의 부하 정도를 부하선도에 직접 감시 할 수 있는 선박이 건조되고 있다. 이 시스템은 부하선도 내에 엔진의 부하 위치가 추적 되고 설정된 제한치를 넘어서면 경보가 제공되어 안전한 운전을 할 수 있도록 되어있다. 하지만 현재도 대부분의 선박이 엔진 제작자로부터 제공되어지는 문서로 제작된 부하선도를 이용하고 있는 실정이다. 이 문서로 제작된 부하 선도를 이용하는 것은 운항 조건이 좋지 않을 시에는 정확한 출력을 계산하는데 P-V선도를 이용한 방법은 부하의 변경이 심하여 곤란할 때가 많다. 그래서 운항자 각자의 노하우로 짧은 시간에 엔진 부하를 산출하여 부하선도에 적용을 하는 경우가 많다. 짧은 시간에 부하를 비교 검토하는 방법으로는 연료펌프 눈금과 엔진 회전수, 터보차저 회전수와 소기압력을 평상시 운항 중에 부하선도와 관계를 데이터화 해놓고 비교하는 방법이 있다. 후자가 더 정확하다(± 3%이내). 그리고 또한 간단한 방법으로 연료 소비량을 측정해 마력을 산출하는 방법을 사용한다. 연료 소비량에 의한 마력 산출 공식은

$$BHP = \frac{W \times C}{W_o \times C_o} \text{ 으로서}^{[12]} \quad (3.15)$$

W : 1시간당 연료소모량(kgf/h) -프로메터측에서 짧은 시간동안 소비량을 측정 하여 1시간 사용량으로 보정 한 뒤 서비스 탱크 온도를 기준으로 비중 환산한 수치.

W_o: 공장 시운전 시의 90%(또는 85%) 부하에서의 연료소비량(kgf/BHP)

C : 현재 사용 연료의 추정 저위발열량(kcal/kgf) - 비중 및 유향 분(불 명 시 3.0% 추정)

C_o : 공장 시운전 시 사용한 연료의 저위발열량

(ISO¹⁰) condition으로 보정된 경우 10,200 kcal/kgf)

10) ISO condition 이란 international organization for standardization(국제 표준화 기구)에서 제정한 표준화 기준으로, 각기 다른 환경에서 실측된 결과치를 비교 검토에 편리하도록 표준 환경으로 수정 보완하는 작업을 말한다.

으로 연료소비량(W)을 몇 분 동안 측정한 후 이미 상수화된 수치 ($\frac{C}{W_0 \times C_0}$)를 대입하면 현재의 엔진 부하 상태를 쉽게 알 수 있다.

즉 연료 소비량이 그 엔진에서 생산된 출력임을 알 수 있다.

3.5 토크 리치 현상과 프로펠러 마진

3.5.1 토크 리치 현상

고정 피치 프로펠러를 장착한 디젤엔진에서는 엔진의 출력(PS)은 배수량(또는 선체저항)이 일정할 때 회전수의 3승에 비례한다.

$$PS = K_1 N^3 \quad (3.16)$$

여기서 PS=100 %, N=100%의 교점을 기점으로 하는 3승 곡선을 프로펠러 법칙 곡선이라 한다.

운항 중 황천에 조우하거나 선체외판의 오손이 증가하면 선체저항이 크게 되어 회전수(선속)가 저하한다. 즉 엔진의 회전수를 일정하게 유지하려면 연료 소비량의 증가로 토크(평균유효압력) 증대를 의미한다.

$$\text{Torque} = K_2 PS/N \quad (3.17)$$

즉 **Fig. 3.2**에서 보는 바와 같이 선체저항이 증가해 오면 엔진 토크가 증가하여 엔진 운전점이 좌측으로 이동한다. 실제로는 회전수를 일정하게 유지하게 하기위해 상부로 이동하는 경우가 대부분이다. 이처럼 엔진의 운전점이 프로펠러 법칙 커브보다 좌측에 있을 때를 토크 리치(torque rich) 상태에 있다고 한다. 디젤 엔진이 토크 리치 상태가 되면, 실린더내의 평균유효압력 및 열 부하가 증대하여 다음과 같은 폐해가 예상된다.

- 1) 배기온도의 과도한 상승
- 2) 배기 밸브의 소손 및 블로바이(blow-by)
- 3) 피스톤 크라운의 소손 및 크랙
- 4) 피스톤 링의 이상마모 및 절손
- 5) 실린더 라이너의 스카핑¹¹⁾(scuffing) 및 크랙

이와 같이 토크 리치 상태에서는 여러 가지 폐해가 예상되므로 통상 신조 시에는 NCR에서 3~4%의 프로펠러 회전수 마진을 갖도록 설계하고 있다.

그럼에도 불구하고 입거 기간이 길어지거나 장기 정박으로 선저나 외판의 오손이 증가하면 운전점은 쉽게 토크 리치 영역으로 되므로 상용출력의 관리에 세심한 주의가 요구된다.

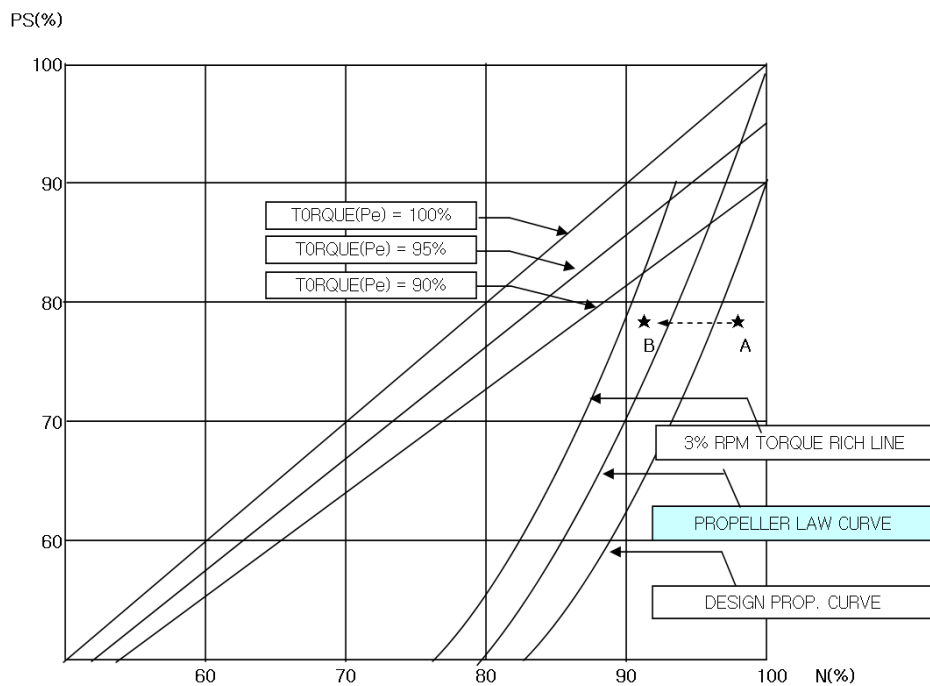


Fig. 3.2 Propeller line and torque rich area

3.5.2 프로펠러 회전수 마진

프로펠러 설계는 영업목적 및 운항조건에 따른 선형, 주기마력, 주기회전수 및 선박 속도를 결정하는 것으로부터 출발하며, 이러한 요소들은 프로펠러의

- 11) Scuffing 현상이란 실린더 표면과 피스톤 링의 접촉면에는 미소한 요철이 있으므로, 링이 운동할 경우 점접촉으로 되고 양자간에 압력이 가하여지면 점접촉하는 부분은 높은 압력으로 되고 그로 말미암아 고온으로 되어 과열 용융하여 상대방의 표면에 용착하는 현상이다. 즉 피스톤 링과 실린더 마찰면이 비교적 넓은 범위에서 용착하여 그 부분이 전단적으로 파괴된다. 이 스커프이 심하게 되면 링을 고착시키고 나아가 실린더와 피스톤을 고착시키는 단계까지 진행한다.

주요 기하학적 형상을 설계하기 위한 기초자료가 된다. 선형 및 운전형태가 결정되면 이러한 목적을 달성하기 위해 여러 단계의 설계가 진행된다. 이러한 최적조화를 위해 프로펠러와 엔진의 특성이 신조 이후 뿐 만아니라 시일이 지난 후에도 부합되도록 할 필요가 있다.

신조선이 취항하여 일정 시일이 지나면, 풍파가 없는 조용한 바다 위를 항해하여도 신조선의 속력이 나오지 않으며, 또 프로펠러의 회전수도 점차로 떨어진다. 그 이유는 수선하의 선체부나 프로펠러의 표면이 거칠어져서 선체저항이 증가하고 프로펠러의 효율이 떨어지기 때문이다. 그런 거칠어짐으로 인한 속력의 저하는 배를 입거시켜 선저나 프로펠러표면을 청소해도 사라지지 않으며, 신조선의 속력과 회전수를 완전 회복 할 수 없다.

Table 3.1 Engine RPM/power curve according to propeller margin ratio

RPM / POWER CURVE											
회전수 N(%)	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100
비교대상											
PROPELLER LAW	51.2	55.1	59.3	63.6	68.1	72.9	77.9	83.1	88.5	94.1	100.0
3% PROP. MARGIN	45.7	49.3	53.1	57.2	61.4	65.9	70.5	75.4	80.4	85.7	91.3
-3% PROP. MARGIN	57.2	61.4	65.9	70.5	75.4	80.4	85.7	91.3	97.0	103.0	109.3
93.22% TORQUE	74.6	76.4	78.3	80.2	82.0	83.9	85.8	87.6	89.5	91.4	93.2
90.00% TORQUE	72.0	73.8	75.6	77.4	79.2	81.0	82.8	84.6	86.4	88.2	90.0

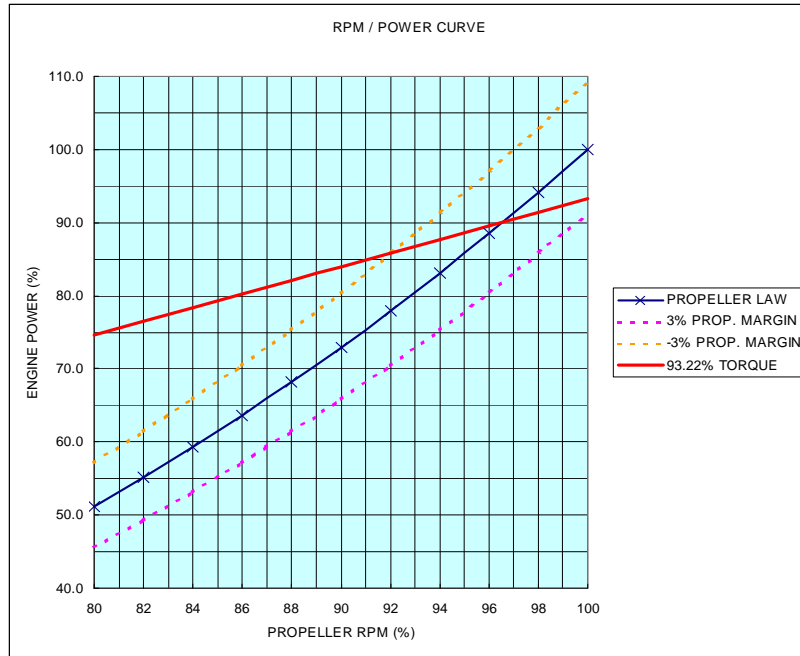


Fig. 3.3 Load line according to propeller margin

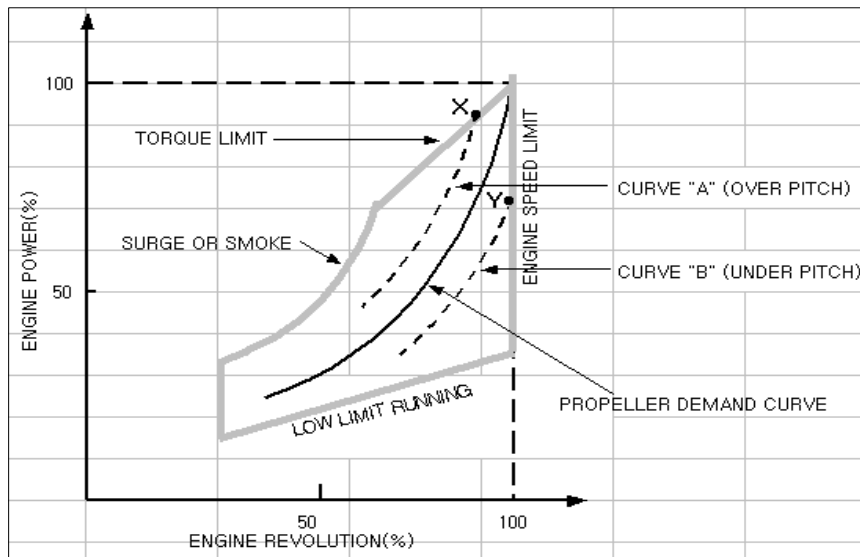


Fig. 3.4 Limited operation line with wrong propeller design

그래서 프로펠러의 회전수는 주기관의 정격회전수보다 다소 높게(여유있게) 설계해 두는 것이 보통이다. 이것을 회전수 마진이라 하는데 이 회전수 마진은 주기관의 종류에 따라서 다르며, 디젤기관인 경우에는 3~3.5%, 증기 터빈의 경우에는 1~2% 쯤 취해지고 있다. [13]

일반적으로 프로펠러 커브는 엔진 토크와 회전수 리미트선에 의해 제한을 받는다.

프로펠러의 피치를 잘못 선택했을 경우, **Fig. 3.4**에서 보듯이 프로펠러는 오버-피치(커브 A), 또는 언더-피치(커브-B)와 같이 된다. 이 중 어느 경우든 엔진의 제한선에 의해 최고출력까지 올리지 못한다. 오버-피치의 경우 점 "X"에 도달할 것이며, 언더-피치의 경우 점 "Y"에 도달하여 엔진 회전수 리미트에 의해 제한된다. 또한 프로펠러의 기하학적 형상 외에 해상 상태, 바람의 세기, 선체 거칠기, 오손 및 배수량 등 다른 요소들도 엔진 출력 특성에 영향을 미친다. 이들 요소 중 어떤 것이라도 저항이 증가하면 동일 선속을 유지하기 위해 출력이 증대된다. 이러한 영향에 의해 프로펠러 커브가 왼쪽으로 이동된다.

만약 신조이후 시운전 조건에서 프로펠러가 MCR에서 운전되도록 설계되었다면 차후 운항 시 선체저항이 증가하면 최대출력에 도달할 수 없게 된다. 이러한 현상을 방지하기 위한 가장 보편적인 방법으로 선박 설계 시 프로펠러가 약간 빨리(3~3.5%) 회전하도록 가볍게 설계한다. 이와 같이 신조직후의 시운전 조건과 운항시의 서비스 조건의 프로펠러 효율 차이 때문에 시마진(sea margin)을 둔다.

3.6 시마진(sea margin)^[14]

항해속력은 계획만재흘수(design draft)¹²⁾에서 주기를 상용출력으로 운전할 때 얻을 수 있는 속력이다. 배가 일정한 항해속력을 유지하려면, 취항항로의 기상상태나 선저의 거칠어짐 등에 따른 소요마력의 증가를 고려하여, 상용출

12) 계획만재흘수(design draft)란 : 선박이 화물을 선적할 때 더 이상 실을 수 없는 최대한도의 흘수를 만재흘수라고 하고, 그때의 흘수선을 만재흘수선이라고 한다.

력에 어느 정도의 여유를 주어야 한다.

그런 여유 부분을 시마진(sea margin)이라 하며, 다음과 같이 정의 한다.

$$\text{시마진} = \frac{\text{상용출력} - \text{PS}_1}{\text{PS}_1} \times 100(\%)$$

여기서 PS_1 은 바람과 물결이 없고 깊은 바다 위를 선저와 프로펠러가 깨끗한 상태에서 직진할 때 항해속력을 내는 데 필요한 출력이다. 즉 모형시험에서 계획속력을 내는데 필요한 마력 추정치이다. 그리고 상용출력은 NCR을 의미한다. 시마진은 취항항로와 선형 등에 따라 다르며, 보통 10~40%의 범위인데, 보통 15%의 시마진을 많이 사용한다.

상용출력을 1.15로 나눈 출력에 대응하는 속력이 항해속력이 된다.

예를 들면 속력 “15% 시마진을 가지고 12,000마력에서 15 knots”라고 규정하였을 때는 실 투입 마력이 12,000/1.15해서 10,435 PS이라야 된다는 뜻이다. 이것의 명확한 이해는 역으로 생각하면 쉽다. 즉 10,435 + 10,435 × 0.15 = 12,000 로서 바람과 파도가 없고 배 외관이 깨끗한 새 배의 상태에서 10,435마력이 투입되면 15knots가 나올 수 있도록 10,435마력의 15%만한 마력을 더하여 12,000마력을 장만해 놓는다는 뜻이다. 순수(net) 소용마력을 추정한 다음, 기계적으로 15%만큼 더 큰 마력을 발생시키는 엔진을 탑재한다는 말이다.

이 정의를 잘못 이해하면 12,000의 15%에 해당하는 1,800마력을 여유로 남겨두고 12,000마력으로 15knots를 내야 하는 것으로 착각할 수 있다. 또 실제 바다에서 언제라도 12,000마력으로 15knots가 나오게 할 수는 없는 일이며, 단지 15%만큼 더 큰 엔진을 장치하는 것 이외에 아무런 다른 뜻이 없다는 것을 이해해야 한다.

외국선의 경우에는 특히 통일된 값이 없고, 때로는 시마진 0의 속력을 요목표에 항해속력으로 기재하는 일도 있다. 그러므로 두 배 A와 B의 요목표에서 항해속력을 비교하고자 할 때는 시마진이 각각 얼마인가를 반드시 확인하여야 한다. 그리고 잔잔한 호수나 바다만 항해 하는 선박은 시마진을 두지 않는 경우도 있다.

3.7 프로펠러 법칙에 의한 부하와 회전속도와 관계

상기의 프로펠러 법칙에 의거 회전속도의 변화에 따른 부하의 변동값을 실제 운전 중인 상선에서 실례를 들어 보기로 한다.

선종 : Crude oil carrier

건조년 : 1998년 9월 4일

DWT : 301,000 MT

Dimension(LBP¹³)×B¹⁴)×D¹⁵)×d¹⁶) : 314.0m×58m×31m×20.9 m

Main engine type : HYUNDAI B&W 7S80MC

MCR : 34650(BHP)×79.0(RPM)

NCR : 31185(BHP)×76.3(RPM)

Propeller type : FIXED

BLADES : 4 EA

DIA : 9500 mm

PITCH(MEAN) : 6752.7 mm

13) LBP:수선간장(垂線間長, length between perpendicular. 또는 Lpp) 선미수선은 타측선에 서, 선수 수선은 만재흡수선의 앞쪽 끝에서 수직선으로 내린 선이며, 두 수선 상이의 거리.

14) B :선폭(船幅, breadth) 선체의 폭이 최대인 곳의 횡단면에서 외 판의 내면으로부터 내면 까지의 수평거리를 형폭(molded breadth)이라고, 외판의 두께의 2배를 더한 치수를 최대폭이라 한다.

15) D :깊이(depth) 용골상면의 수평선으로부터 선측 외판의 내측선과 상갑판 하면선의 교점 까지의 수직거리.

16) d :만재흡수선(滿載吃水線, draft) 기선으로부터 만재흡수선까지의 거리.

Table 6. Relation of between RPM and load according to propeller's law

운전상태	회전수 (RPM)	부하 (BHP)	운전상태	회전수 (RPM)	부하 (BHP)	운전상태	회전수 (RPM)	부하 (BHP)	운전상태	회전수 (RPM)	부하 (BHP)
MCR	79	34650	HALF	59	14434	D E A D S L O W 운 전	39	4169	불 가 영 역	19	482
	78	33351		58	13712		38	3856		18	410
	77	32084		57	13015		37	3560		17	345
NCR	76.3	31217		56	12342		36	3279		16	288
	75	29649		55	11692		35	3013		15	237
	74	28479		54	11066		34	2762		14	193
	73	27340		53	10463		33	2526		13	154
	72	26231		52	9882		32	2303		12	121
	71	25153		51	9323		31	2094		11	94
	70	24106		50.2	8891		30	1898		10	70
	69	23087		49	8268		29	1714		9	51
68	22098	48		7772	28		1543	8		36	
67	21137	47		7297	27		1383	7		24	
66	20205	46		6841	26		1235	6		15	
65	19300	45		6404	25.9		1221	5		8.8	
64	18423	44	5987	24	972	4	4.5				
63	17573	43	5588	23	855	3	1.9				
62	16749	42	5207	22	748	2	0.6				
FULL	61	15952	41	4844	21	651	1	0.07			
	60.2	15332	40.3	4600	20	562	0	0			

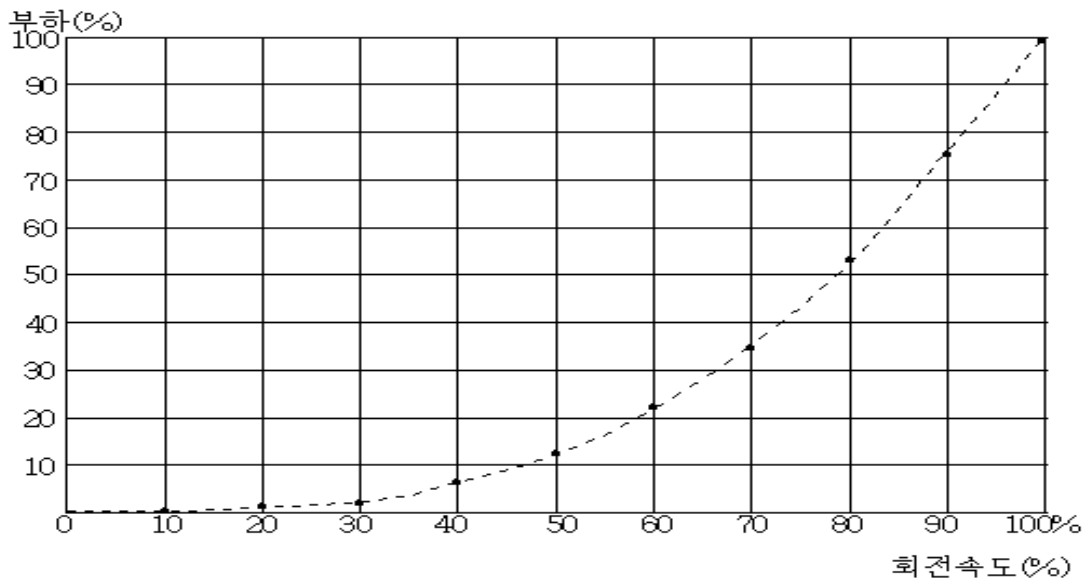


Fig. 3.6 RPM and load relation line according to propeller's law

즉 여기서 부하별 회전수의 관계를 살펴보았듯이 선박이 시간적 여유가 있어 저속으로 장기 항해 시 부하대비 적절한 회전수에 대하여 논란이 많다. 엔진 제작자의 권고에 따르면 노즐의 변경이나 기타 다른 주변 기기들의 제원 변경 없이 지속적인 운항 가능 최소부하는 50%이상을 유지할 것을 권고한다^[15]. 그에 따른 회전수는 상기 곡선에서 보듯이 MCR대비 약 80% 가까이 올려 주어야 한다.

또한 **Table 6**의 dead slow 이하의 회전수에서는 운전불가 영역이 되는데, 그 이유는 캠 축 제어엔진의 특징에서 기인한다. 연료를 분사하는 연료펌프를 캠으로 작동하는데 이 캠의 형상 및 작동 시점을 엔진 부하 85~90%에서 가장 연료소비율이 적게 되도록 설계가 되어있다. 그래서 저속으로 갈수록 연료 펌프 내에 형성되는 연료압력의 저하, 연료 분사지연, 실린더 내에 형성되는 압축공기의 온도저하 등으로 인하여 착화(ignition) 지연 등으로 연료의 연소가 불가하게 된다. 디젤연료는 최소 240℃ 이상이 되어야 착화가 가능하나 실린더 내의 공기의 순환 및 냉각 효과 및 연료 분사 등으로 인하여 400℃ 이상이 되어야 원활한 착화가 가능하다. 이처럼 저속에서 운전 불가에 대한 문제를 어느 정도 해결한 전자제어(ME-electrically control) 엔진이 개발되어 운전 중에 있다. 전자제어 엔진은 연료분사시점의 광범위한 조절로 인하여 MCR 회전수의 10%까지 저속운전이 가능하다.

제 4 장 엔진 derating에 대한 정의 및 실적선 비교

4.1 Derating의 정의 [16][17]

오늘날 대양을 항해하는 선박의 종류가 다양할 뿐 아니라 그 선박 자체도 여러 가지 운항조건을 갖고 있으므로 선박추진계통의 최적화를 위해 다양한 출력과 회전수의 조합이 요구된다.

한편 엔진 제작자 측에서 볼 때 이러한 다양한 요구에 부합되는 기관을 모두 다 설계 제작하는 것은 불가능하므로 최근까지 엔진별로 제한된 출력과 회전수의 조합을 제공해 왔다. 그러나 유류파동이후 강력히 대두되는 추진계통 최적화 요구에 따라 1980년대 초부터 엔진모델의 다양화뿐만 아니라 임의 모델 자체도 정격출력 선택의 융통성 개념이 도입되어 실용화 되었다.

이와 같이 선박 소유주는 엔진을 선택할 때 가격, 연료 소비량, 엔진 회전수 및 프로펠러 직경, 진동상태, 정비 비용, 또한 엔진 무게, 길이 및 넓이 등과 같이 여러 방면에 관심을 가지게 되었다.

소유주가 요구하는 출력과 일치하는 기관을 얻지 못할 경우, 또는 경제적인 이유로 소요출력보다 큰 출력의 기관을 사용하는 경우가 있다.

이러한 경우에는 해당 기관의 출력을 낮추어 사용하는데 이 경우에 기관을 이용마력에 맞추게 된다. 이것을 derating 또는 derated horse power란 용어를 쓰는데 MCR 자체를 의도적으로 낮추는 행위이다. 이는 안전이나 기계 수명 때문이기도 하지만 더욱 중요한 것은 연료소비율을 줄이기 위해서이다. 또 한편으로는 서론에서 언급이 되었듯이 설계 선박에서 요구하는 엔진의 제원을 정확하게 제작이 곤란할시 약간의 여유 있는 엔진을 선택하여 여러 가지 방법을 사용하여 선주와 협의 하에 정격을 조절한다. MCR이 13,334 PS인 엔진으로 12,000 PS(90% 상당)을 발생시키는 것보다 MCR이 16,000 PS 또는 그 이상 더 큰 엔진을 가지고 인위적으로 조작을 하여 최고 13,334 PS만 발생시키는 엔진으로 바꾸어 놓고 다시 12,000 PS로 운전을 하면 마력당 연료소비량이

떨어진다. 즉, 시간당 마력당 124g이 122g 정도로 되는 것이다.

높은 마력의 엔진은 높은 압축비를 얻을 수 있게 설계되어있고, 그 만큼 튼튼한 엔진으로 제작되었다. 즉 높은 압축압력에 124g을 주입하면 13,334 PS의 동력이 나오나 122g만 넣으면 12,000 PS의 동력을 얻을 수 있다. 즉 필요한 동력을 얻기 위해서는 소요되는 기름의 양을 조절하면 된다.

즉 특정 엔진모델자체의 허용범위 내에서 그 엔진모델의 공칭정격출력 이하로 선체가 요구하는 어떠한 출력과 회전수의 조합도 최적화된(선주와의 계약된 출력) 정격출력으로 임의선택 될 수 있다.

이러한 융통성 개념은 컴퓨터를 이용한 디젤 열사이클의 열역학적 최적화 연구 노력 및 연소장치 설계의 개선 노력에 의해 더욱 발전되었으며 그 허용범위는 실제 운전경험과 이에 대한 집중적 연구로 수차에 걸쳐 확장되어 엔진의 신뢰도를 손상시키지 않고도 최대출력의 48%출력 및 72% 회전수까지 확장되고 있다.

Fig. 4.1, 4.2 그림들은 현재 대형 저속엔진을 생산하고 있는 대표적인 회사의 각 엔진 모델별로 derating의 범위를 나타낸다.

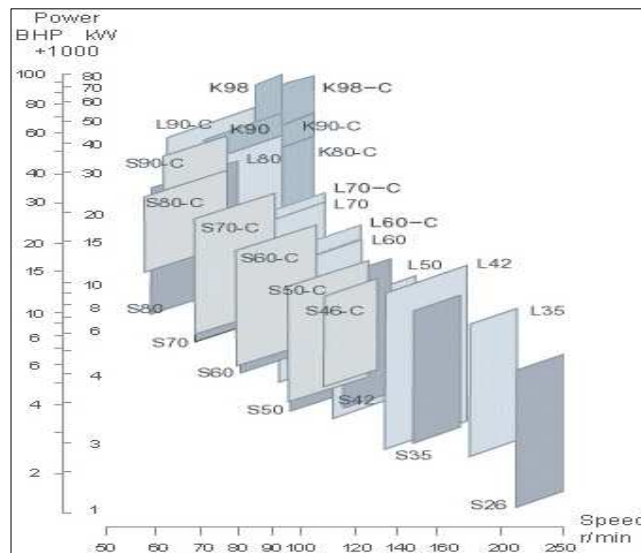


Fig. 4.1 Engine Layout of MAN B&W engine

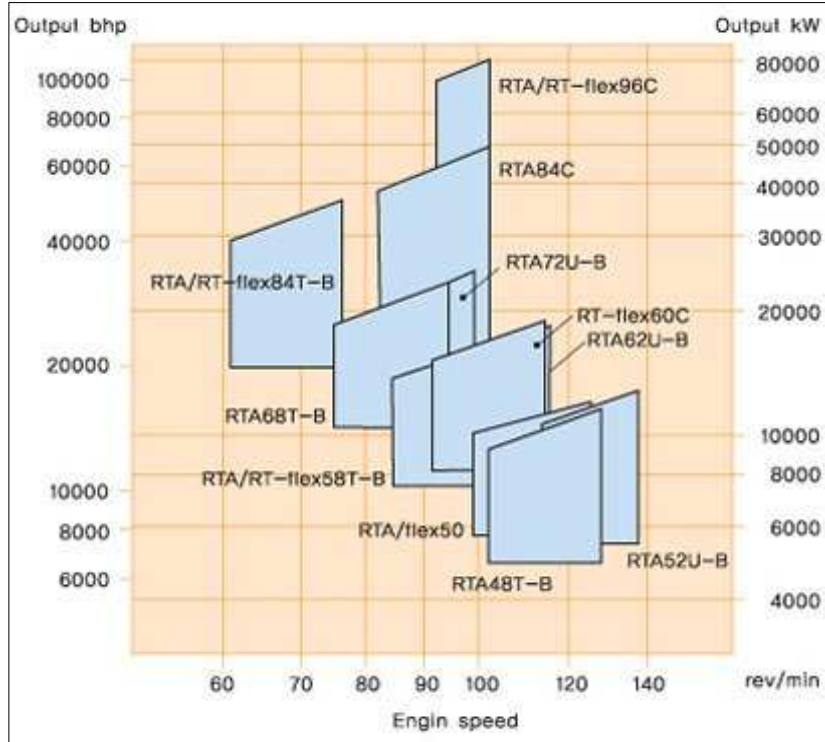


Fig. 4.2 Engine layout of SULZER engine

4.2 Derating의 목적 및 효과

Derating의 목적은 기관의 출력과 평균유효압력을 최대정격치보다 낮게 하는 한편 최고연소압력을 최대정격치와 동일하게 함으로 열효율을 상승시켜 연료소비율이 적은 기관으로 개조하는 것이다.

Derating 정격치는 최근에 거의 저속, 중속기관에 설정되어 있으며 derating의 효과에는 한계가 있고 그에 대한 예는 Fig. 4.3과 4.4와 같다.

Fig. 4.3에서 실선은 최고정격선이 설정된 기관을 프로펠러 커브를 따라 운전한 경우의 일반적인 최고연소압력과 연료소비율의 커브를 나타내고 점선은 derating에 의해 기대되는 연료소비율을 나타낸다. A는 최대 정격치이고 B는

실선의 연료소비율이 최소로 되는 출력, C는 과선의 연료소비율이 최소로 되는 출력이다.

그림에서 알 수 있듯이 A에서 B로의 derating은 대단히 유효하고 대폭적인 연료소비율 감소량인 Δbe_1 이 얻어진다. 한편 B에서 C 사이에는 열효율의 개선쪽이 기계효율과 선도계수¹⁷⁾의 악화를 더 개선해주기 때문에 연료소비율이 Δbe_2 만큼 개선된다.

C 이하에서는 위에 설명한 사항들이 크게 악화되어 연료 소비율은 개선되지 않으며 저속 직결 엔진에서는 이것 이외에 회전수 저하에 의한 프로펠러 효율의 향상을 고려할 필요가 있다.

Fig. 4.4 상부에서 M1이 L1보다 동일 회전수에서 부하가 15% 적게, 평균유효압력은 5%적게 derating 되었을 때 각 100%, 70%, 50%에 최적화를 시켰을 때 연료소비율 감소량을 보여주고 있다.

즉 100% 최적화시 1.9 g/kWh, 70% 최적화시에는 6.7 g/kWh, 50% 최적화시에는 3.2 g/kWh이 L1에 비하여 감소되는 연료소비율을 보여준다. 이를 그래프로 그리면 Fig. 4.4의 하부의 그림이다.

통상 회전수를 10% 감소시키면 효율은 1~2% 개선되며, 최종적으로는 derating에 의한 운항비의 절감과 마력당 초기 비용을 비교하여 사용자 측에서 선택하도록 하지만 기관 제작자에서는 최대정격치의 70% 정도를 목표로 하고 있다.

Derating에서 최고 연소압력을 일정히 유지하는 방법으로 압축비, 급기압력 및 분사시기의 조정 등이 있으며 폐열회수를 생각하면 급기압력은 연소실 주위의 부품온도를 적정히 유지하고 동시에 과급기출구 배기가스 온도를 과도히 내리지 않도록 설정하지 않으면 안 된다

17) 선도계수(Diagram factor : f) : 이론적 열효율 η_{th} 는 이론적 P-V선도로 표시되는 일을 대상으로 한 것이며 공기와 동일한 비열, 밀도의 완전가스를 동작유체로 하여 도달할 수 있는 한계 사이클의 열효율을 보이므로 실제의 연소가스를 대상으로 한 도시 열효율 η_i 와의 사이에는 열적 손실 때문에 상당한 차이를 보인다. 이와 같이 η_i 와 η_{th} 와의 비를 선도계수 f라 한다.

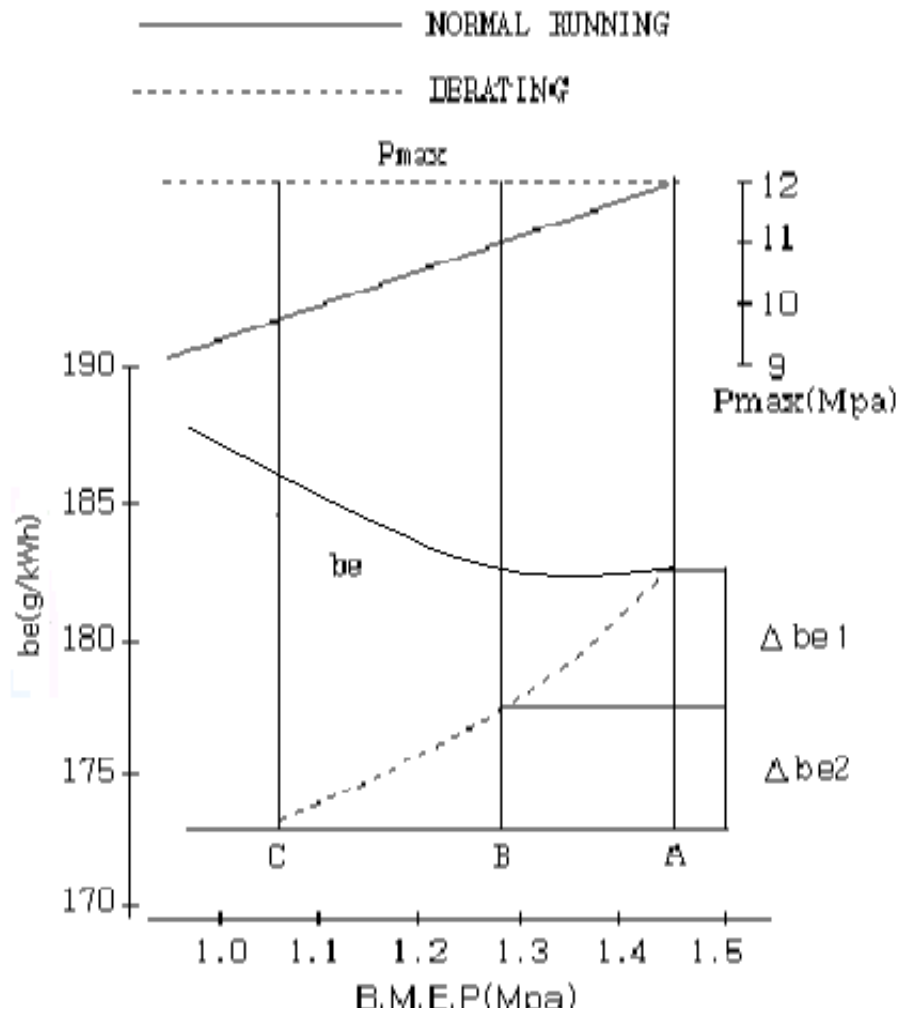


Fig. 4.3 Effective of derating

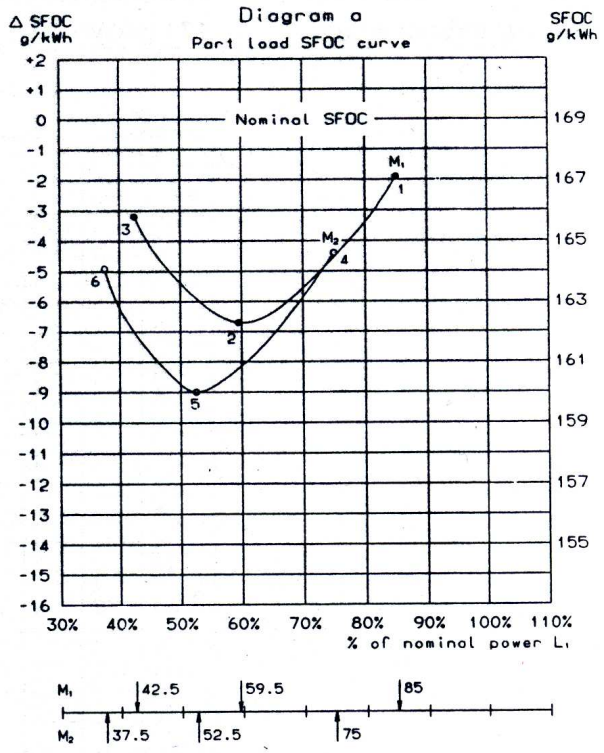
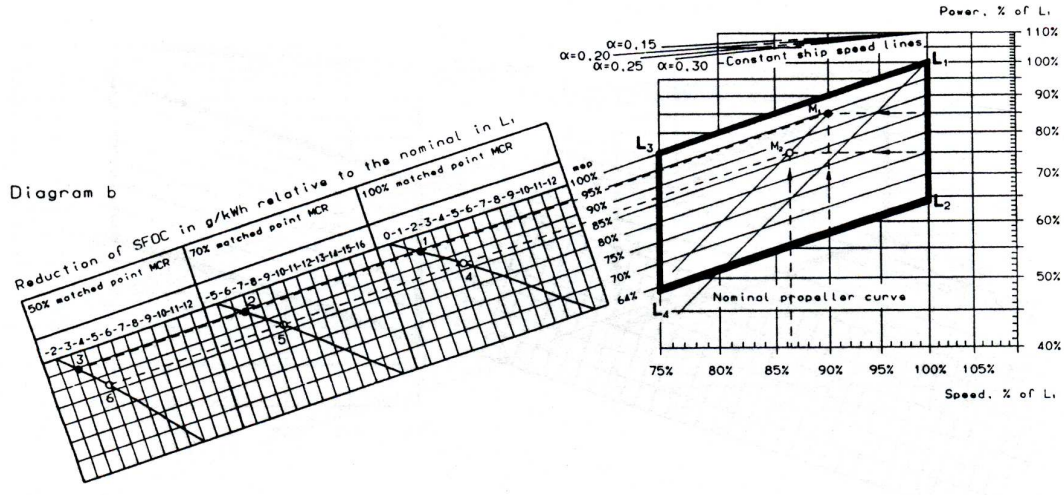


Fig. 4.4 Examples of decreased SFOC for different MEP

4.3 Derating을 적용한 선박의 사례

Table 4.1에서는 운항중인 대형선사의 선박의 정격을 조사하여 설계 최대 정격과 derating하여 사용 중인 엔진의 정격을 비교 검토 하였다. 조사 척수는 실습선 1척, 벌크선 17척, 탱크선 13척, 컨테이너선 24척(동형선은 1척으로 함, 총 24척), 자동차선 20척으로 구성되어있다.

실습선을 제외한 한 대형선사가 보유한 선박 70척을 조사한 결과 엔진을 derating한 척수는 43척으로 전체의 약 60%임을 알 수 있다. 정격 조정의 범위는 크고 적음의 차이를 벗어나 많은 선박들이 엔진의 정격이 시행되고 있다. 특히 컨테이너선보다 벌크선의 경우 derating을 실시한 비율이 높았다. 그 이유는 컨테이너선은 화물의 적재량의 변동이 적으나, 벌크선의 경우에는 화물 적재와 공선의 상태가 반복되어 엔진의 부하 변동폭이 심하기 때문이다. 이로서 선박의 엔진을 선택된 환경에 맞추어 정격 엔진을 설계한다는 것은 어려운 작업이다. 그래서 정격 엔진에 맞는 선체를 선택하지 않는 이상 엔진의 정격을 derating 할 수 밖에 없는 실정이다.

Table 4.1 Inspection of derated engine for operating vessels

선종/DWT(ton)		엔진 type	Nominal 100% MCR (BHP x rpm)	Derated 100% MCR (BHP x rpm)
Bulk Carrier	126,000	B&W 6S60MC	16,680 x 105	15,300 x 102
	163,256	B&W 5L80MCE	24,760 x 93	14,445 x 76.7
	186,330	B&W 6S80MCE	29,714 x 93	15,445 x 69.4
	200,269	B&W 6S80MCE	29,714 x 93	16,345 x 71.5
	200,100	B&W 6S80MCE	29,714 x 93	20,280 x 88
	149,310	B&W 5S70MC	19,116 x 91	14,000 x 82
	34,412	B&W 6S50MC	11,640 x 127	10,680 x 123
	48,858	B&W 6L60MC	15,600 x 123	14,600 x 116
	127,853	B&W 6L58/64	11,347 x 428	8,400 x 428/54.4
	43,162	B&W 6S50MC	11,640 x 127	10,580 x 121.9
Tanker	269,101	B&W 7S80MC	34,650 x 79	28,000 x 68
	266,072	B&W 7S80MC	34,650 x 79	28,720 x 69.2
	299,997	B&W 7S80MC	34,650 x 79	32,000 x 74
	248,965	B&W 7S80MC	34,650 x 79	28,720 x 77
Full Container	60,000	B&W 12K90MC-C	74,612 x 104	67,080 x 104
	68,100	B&W 10K98MC-C	77,600 x 104	74,520 x 104
Car Carrier	9,664	B&W 6L60MC	15,600 x 123	12,060 x 110.2
	12,761	B&W 8L60MCE	20,800 x 123	14,400 x 111
	13,241	B&W 6L60MC	15,600 x 123	14,100 x 116
실습선	3,460	B&W 6L35MC	4,560 x 200	4,000 x 200

4.4 동일 엔진의 공칭정격과 derating 비교검토

동일 선체에 같은 제원의 엔진을 탑재한 아래의 선박 중 한 선박은 설계 최대정격 엔진을 다른 선박은 derating된 엔진을 탑재하여 운항 중이다. 이 두 선박의 공통된 사양 및 프로펠러의 초기 사양, 그리고 운항 중 주기관의 부하 별 속도 및 연료소비량의 변화, 1년간 운항 하였을 시 두 선박간의 연료소비량의 차이점을 비교 검토 및 고찰하였다.

두 비교 선박의 공통 제원

선종 : Crude oil carrier

선박 제원(LBP×B×D×d) : 314 m×58 m×31 m×20.9 m

Dead weight : 301,000 MT (Displacement : 321,201 MT)

탑재 엔진 : HYUNDAI B&W 7S80MC(34,650 BHP×79 RPM)

Table 4.2에서 두 선박의 특징을 비교해 보면 선체의 조건은 동일하지만 엔진의 정격을 부하는 92.4% 속도는 93.7%를 derating 하였다. 동일 부하(%)에서 회전수는 정격엔진이 많이 나오나, 두 선박 모두 80% 부하에서 최고 효율을 낼 수 있게 설계되었다. Fig. 4.3에서도 언급하였듯이 80% 부하에서 연료소비율을 비교하여 보면 정격 조정된 엔진이 약 4.4 g/BHP로 연료소비율이 많이 감소하였다. 또한 회전수 저하로 인하여 프로펠러의 직경이 커지면서 그에 따른 효과로 피치가 증가되어 프로펠러 효율이 증대됨을 알 수 있다. Fig. 4.6와 Fig. 4.7에서는 선속은 약간 떨어지나 연간 연료소비량은 6,000시간 운전 및 90% 부하로 운전할 시 약 2,551톤의 연료 절감 효과가 있다. 그에 따른 현재 기름가격 및 환율 대비 약 연간 4억 6천 만 원의 연료 값 절감 효과를 볼 수 있다. 초기에 추가되는 비용은 고려하지 않고 운항 시 정격조정으로 인한 연료의 절감만 단순 비교하였으나, 기름값 상승으로 인하여 톤당 180\$이 넘는 시점에서는 많은 비용 절감 효과가 있다.

Table 4.2 Comparison of rating and derated engines

비교선박 비교대상	정격출력 엔진 선박	Derating 엔진 선박																																																																																																
비교대상 공칭정격엔진	HYUNDAI B&W 7S80MC(34,650 BHP×79 RPM)																																																																																																	
적용 주기관 사양	MCR : 34,650 BHP×79 RPM NCR : 31,185 BHP×76.3 RPM	MCR : 32,000 BHP×74 RPM NCR : 28,800 BHP×71.4 RPM																																																																																																
Derating 범위	정격엔진	BHP 92.4 % RPM 93.7 %																																																																																																
프로펠러 사양 비교	TYPE : FIXED BLADE : 4 EA DIA : 9,500 mm PITCH(MEAN) : 6,752.7 mm	TYPE : FIXED BLADE : 4 EA DIA : 9,700 mm PITCH(MEAN) : 7,016.4 mm																																																																																																
부하별 회전속도와 연료소모량 변화 비교 (Service speed at 90% load)	<table border="1"> <thead> <tr> <th>부하 (%)</th> <th>속도 (rpm)</th> <th>SFOC (g/BHP_h)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>45</td><td>61.6</td><td>129.8</td></tr> <tr><td>50</td><td>63.3</td><td>129.1</td></tr> <tr><td>55</td><td>65.1</td><td>128.4</td></tr> <tr><td>60</td><td>66.8</td><td>127.6</td></tr> <tr><td>65</td><td>68.6</td><td>126.9</td></tr> <tr><td>70</td><td>70.4</td><td>126.4</td></tr> <tr><td>75</td><td>72.1</td><td>126.1</td></tr> <tr><td>80</td><td>73.9</td><td>126</td></tr> <tr><td>85</td><td>75.6</td><td>126.2</td></tr> <tr><td>90</td><td>77.4</td><td>126.4</td></tr> <tr><td colspan="3">(15.5 knots)</td></tr> <tr><td>95</td><td>79.2</td><td>126.8</td></tr> <tr><td>100</td><td>80.9</td><td>127.5</td></tr> <tr><td>105</td><td>82.7</td><td></td></tr> <tr><td>110</td><td>84.4</td><td></td></tr> </tbody> </table>	부하 (%)	속도 (rpm)	SFOC (g/BHP _h)	45	61.6	129.8	50	63.3	129.1	55	65.1	128.4	60	66.8	127.6	65	68.6	126.9	70	70.4	126.4	75	72.1	126.1	80	73.9	126	85	75.6	126.2	90	77.4	126.4	(15.5 knots)			95	79.2	126.8	100	80.9	127.5	105	82.7		110	84.4		<table border="1"> <thead> <tr> <th>부하 (%)</th> <th>속도 (rpm)</th> <th>SFOC (g/BHP_h)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>45</td><td>56.7</td><td>124.5</td></tr> <tr><td>50</td><td>58.7</td><td>123.7</td></tr> <tr><td>55</td><td>60.6</td><td>123.1</td></tr> <tr><td>60</td><td>62.4</td><td>122.6</td></tr> <tr><td>65</td><td>64.1</td><td>122.2</td></tr> <tr><td>70</td><td>65.7</td><td>121.9</td></tr> <tr><td>75</td><td>67.2</td><td>121.7</td></tr> <tr><td>80</td><td>68.7</td><td>121.6</td></tr> <tr><td>85</td><td>70.1</td><td>121.8</td></tr> <tr><td>90</td><td>71.4</td><td>122.1</td></tr> <tr><td colspan="3">(15.0 knots)</td></tr> <tr><td>95</td><td>72.7</td><td>122.8</td></tr> <tr><td>100</td><td>74</td><td>123.6</td></tr> <tr><td>105</td><td>75.2</td><td></td></tr> <tr><td>110</td><td>76.4</td><td></td></tr> </tbody> </table>	부하 (%)	속도 (rpm)	SFOC (g/BHP _h)	45	56.7	124.5	50	58.7	123.7	55	60.6	123.1	60	62.4	122.6	65	64.1	122.2	70	65.7	121.9	75	67.2	121.7	80	68.7	121.6	85	70.1	121.8	90	71.4	122.1	(15.0 knots)			95	72.7	122.8	100	74	123.6	105	75.2		110	76.4	
부하 (%)	속도 (rpm)	SFOC (g/BHP _h)																																																																																																
45	61.6	129.8																																																																																																
50	63.3	129.1																																																																																																
55	65.1	128.4																																																																																																
60	66.8	127.6																																																																																																
65	68.6	126.9																																																																																																
70	70.4	126.4																																																																																																
75	72.1	126.1																																																																																																
80	73.9	126																																																																																																
85	75.6	126.2																																																																																																
90	77.4	126.4																																																																																																
(15.5 knots)																																																																																																		
95	79.2	126.8																																																																																																
100	80.9	127.5																																																																																																
105	82.7																																																																																																	
110	84.4																																																																																																	
부하 (%)	속도 (rpm)	SFOC (g/BHP _h)																																																																																																
45	56.7	124.5																																																																																																
50	58.7	123.7																																																																																																
55	60.6	123.1																																																																																																
60	62.4	122.6																																																																																																
65	64.1	122.2																																																																																																
70	65.7	121.9																																																																																																
75	67.2	121.7																																																																																																
80	68.7	121.6																																																																																																
85	70.1	121.8																																																																																																
90	71.4	122.1																																																																																																
(15.0 knots)																																																																																																		
95	72.7	122.8																																																																																																
100	74	123.6																																																																																																
105	75.2																																																																																																	
110	76.4																																																																																																	

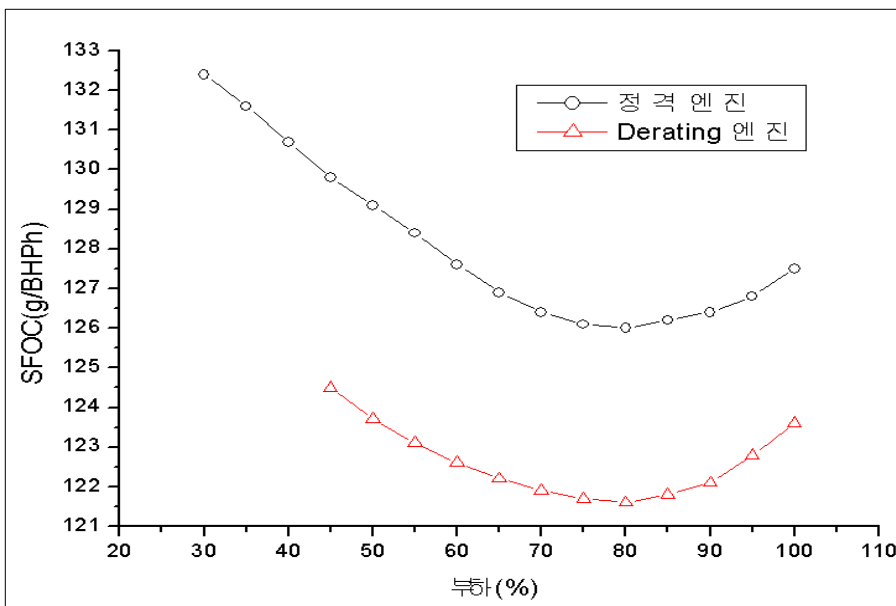
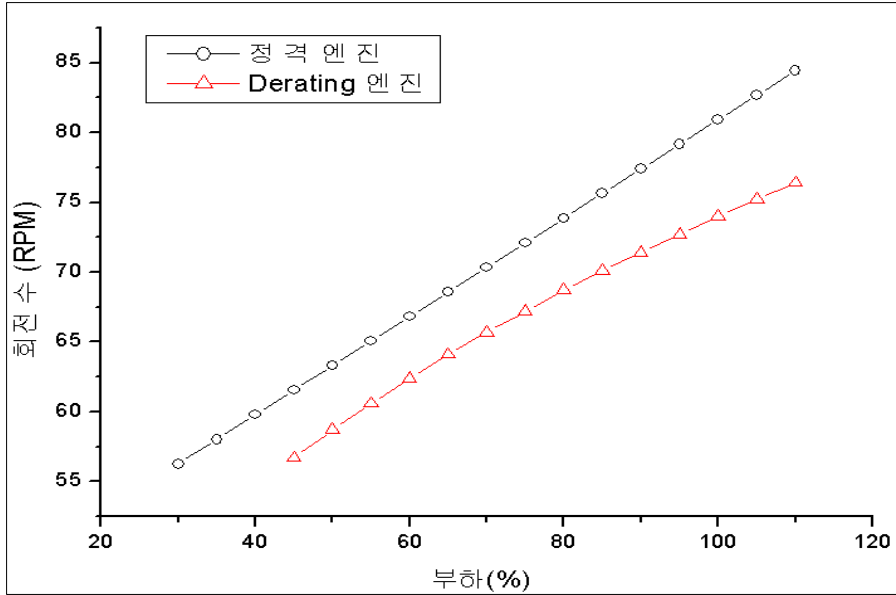


Fig. 4.5 Comparison of between RPM and SFOC according to load change

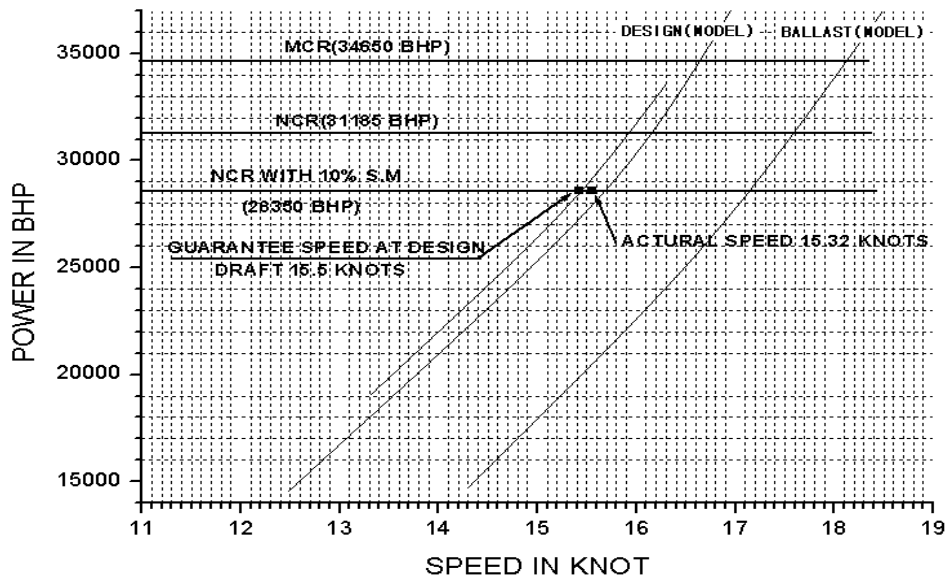


Fig. 4.6 Relation between speed and load during sea trial with NMCR

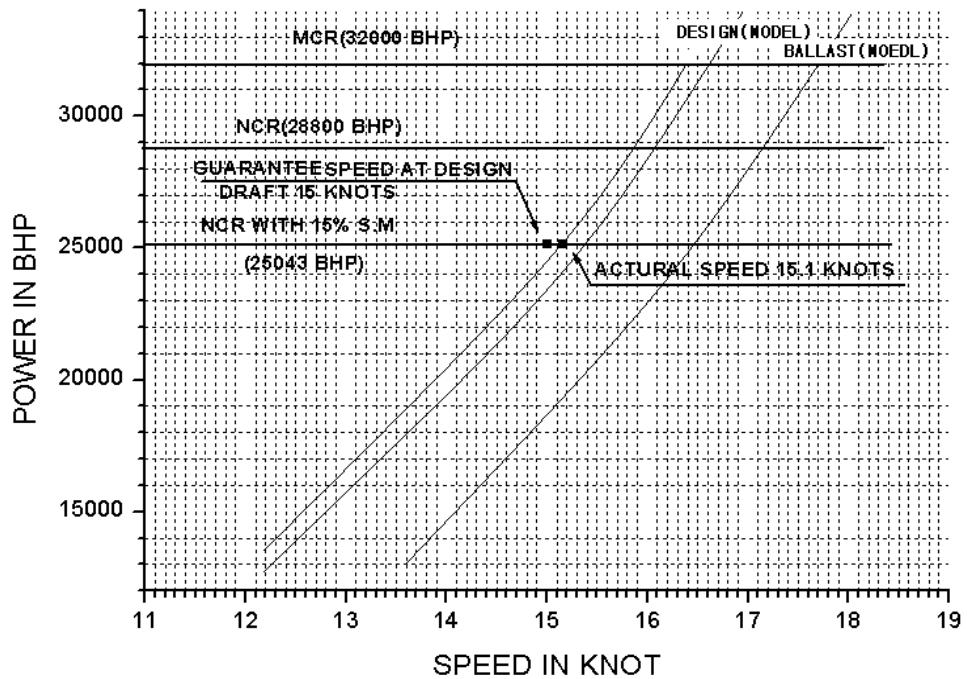


Fig. 4.7 Relation between speed and load during sea trial with derating

4.5 다른 선체에 동일 엔진을 탑재 후 derating을 실시한 선박들의 주변기기들의 특성 비교

이번 단원에서는 동일 엔진을 탑재하였으나, 선체의 크기도 다르고 엔진에 대한 정격도 각기 다르게 조정하여 운항중인 실적선 3척을 표본으로 동일 엔진에 관하여 다른 범위의 정격 조정에 따른 엔진 성능 차이점과 주변기기들의 용량이 어떻게 달라지는가를 **Table 4.3**에서 비교 검토하여 통합 정리하였고, 그에 대한 결과를 이해하기 쉽게 **Fig. 4.8**부터 **Fig. 4.12**까지 변화를 비교하였다. 그리고 그에 대한 연료유 및 실린더 오일 그리고 윤활유의 일일 소비량을 비교 검토 하였다.

Table 4.3에서 비교대상이 된 엔진의 제원은

엔진 Type : HD B&W 6L80MCE

Nominal MCR : 29,714 BHP x 93 RPM 이다.

Table 4.3 Comparison of auxiliary machines capacity of derated three engines

비교대상 \ 비교선박	A 선 박	B 선 박	C 선 박
선박 제원 (LBA×B×D) & DWT	280.7m×48m×24.5m DWT 186,330 MT	298.3m×50m×24m DWT 200,269 MT	298.4m×50m×24m DWT 200,100 MT
공칭 정격 (Nominal MCR)	HD B&W 6L80MCE 29,714 BHP×93 RPM		
엔진 정격	MCR 15,445 BHP×69.4 RPM NCR 13,897 BHP×67.0 RPM	MCR 16,345 BHP×71.5 RPM NCR 14,170 BHP×69.0 RPM	MCR 20,280 BHP×88.0 RPM NCR 18,350 BHP×85.0 RPM
Derating 범위	15,445 BHP×69.4 RPM (부하 52%×회전수 75%)	16,345 BHP×71.5 RPM (부하 55%×회전수 77%)	20,280 BHP×88.0 RPM (부하 68%×회전수 95%)
속도	14.0 kns(Ballast 시)	13.4 kns(Ballast 시)	14.9 kns(Ballast 시)
프로펠러 제원	Type : fixed Blade No. : 4 Dia : 8,810mm Pitch : 7,790mm	Type : fixed Blade No. : 4 Dia : 8,680mm Pitch : 7,381mm	Type : fixed Blade No. : 4 Dia : 8,200mm Pitch : 5,733.4mm
엔진 T/C 제원	IHI VTR 564 x 2 sets	IHI VTR 564×2 sets	IHI VTR 564×2 sets
엔진 냉각수 펌프(용량×대수)	104m ³ /hr×2대	104m ³ /hr×2대	104m ³ /hr×2대
엔진 윤활유 펌프(용량×대수)	395m ³ /hr×2대	395m ³ /hr×2대	415m ³ /hr×2대
엔진 연료유 펌프(용량×대수)	3.4m ³ /hr×2대(supply pump) 6.8m ³ /hr×2대(booster pump)	3.4m ³ /hr×2대(supply pump) 6.8m ³ /hr×2대(booster pump)	3.6m ³ /hr×2대(supply pump) 7.1m ³ /hr×2대(booster pump)
연료유소비율 (g/BHPph)	123 (g/BHPph)	124 (g/BHPph)	124.5 (g/BJPh)
실린더 오일 일일 소모량 (Liter/day)	334 Liter/day	340 Liter/day	440 Liter/day
윤활유 일일 소모량(kg/6yl.24h)	48 kg/6cyl.24h	48 kg/6cyl.24h	48 kg/6cyl.24h
엔진 가격 비교 (\$)	4,457,100,000 \$	4,457,100,000 \$	4,457,100,000 \$

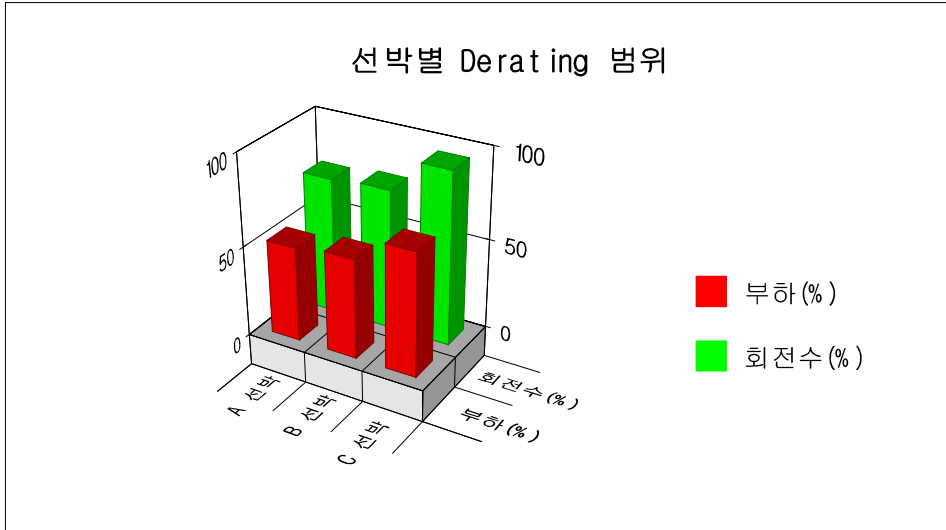


Fig. 4.8 Each ship's derated and adjusted range for RPM and load

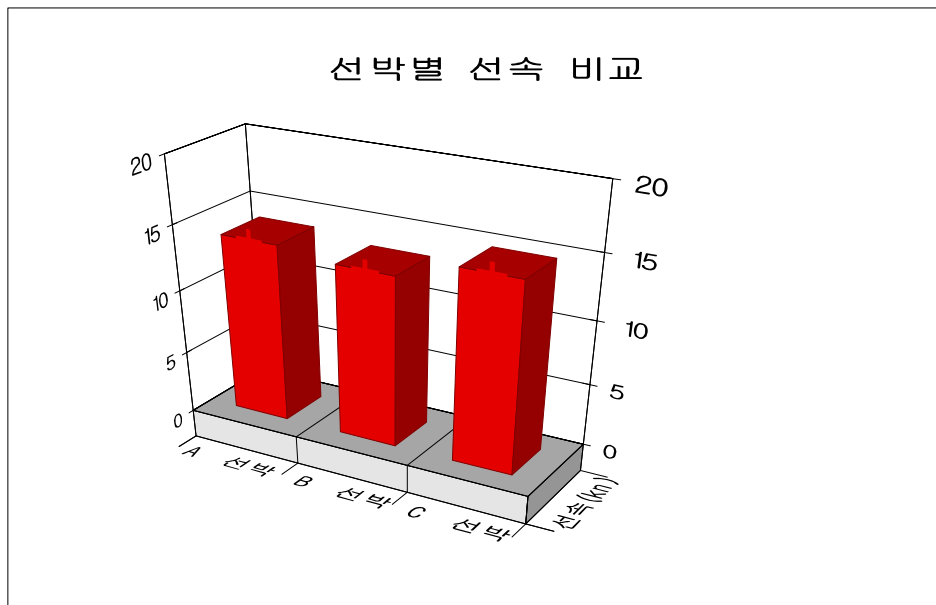


Fig. 4.9 Comparison of ship's speed

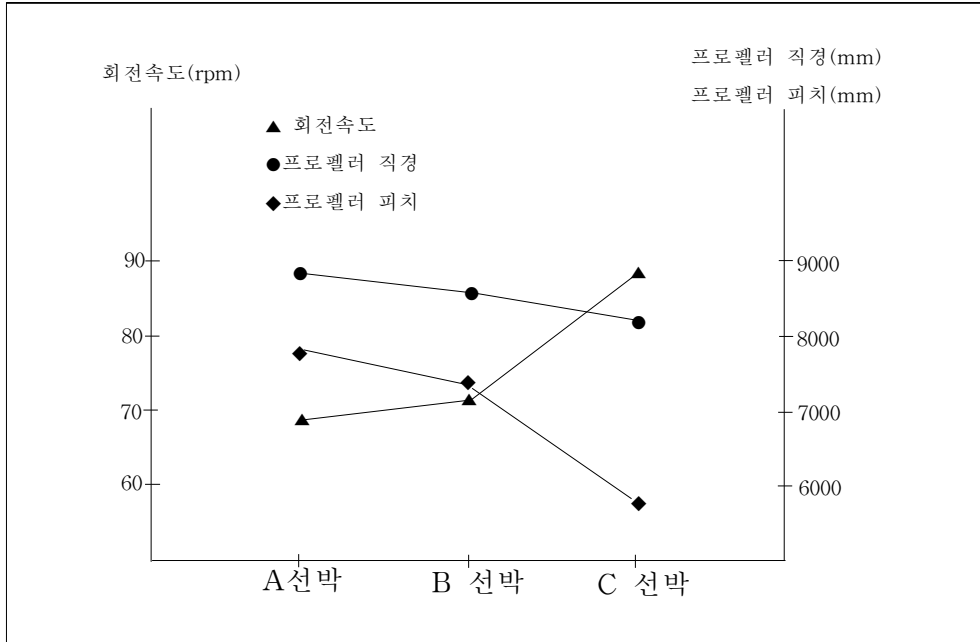


Fig. 4.10 Comparison of trend for RPM, diameter and pitch of propeller

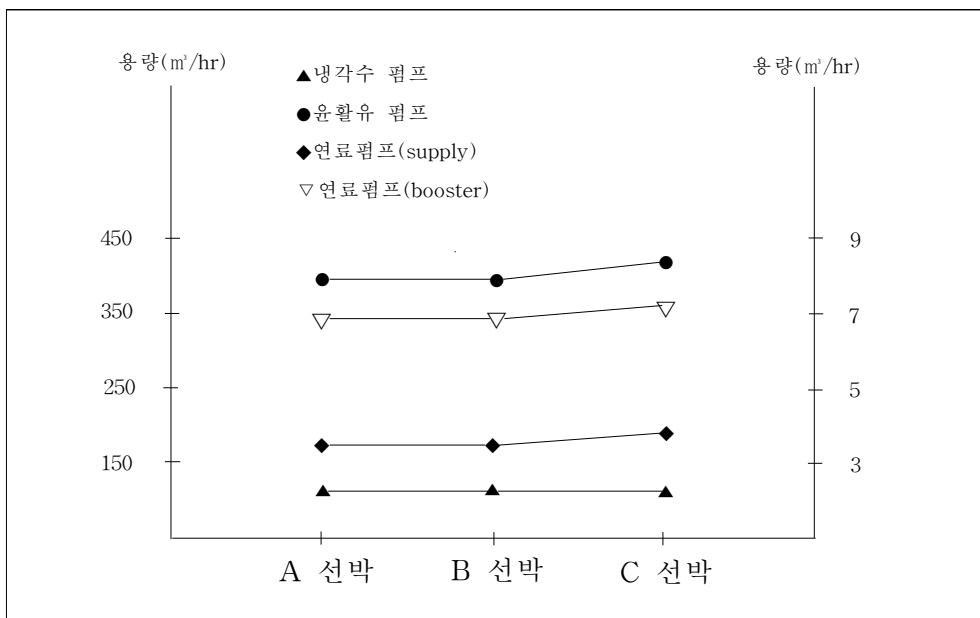


Fig. 4.11 Comparison of trend for capacity of cooling pump, L.O. pump, fuel oil pump

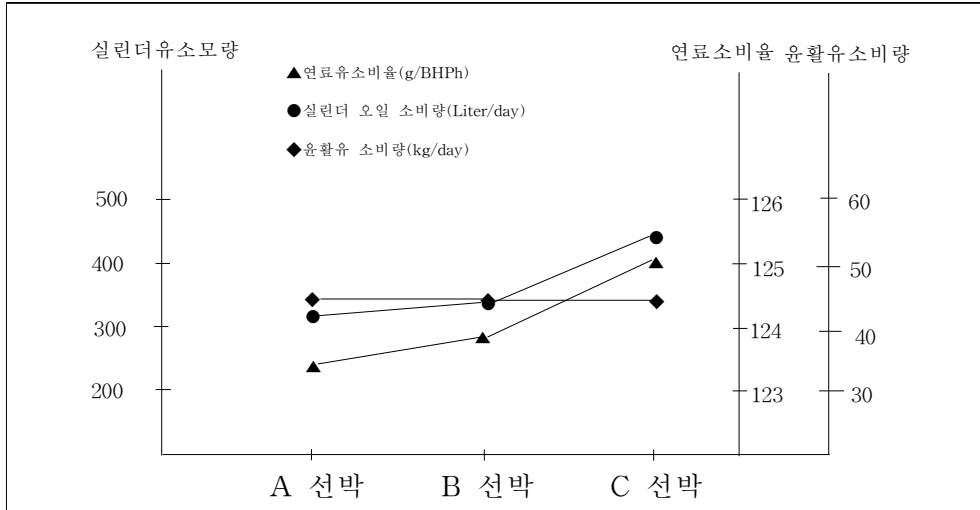


Fig. 4.12 Comparison of daily consumption for fuel oil, cylinder oil, L.O.

Fig. 4.6과 Fig. 4.7은 선박별 derating의 범위와 설계 초기에 결정된 선속을 도표로 보여준다. B선박에 비하여 C선박은 동일 선체를 가진 선박으로 부하와 회전수의 조정이 적게 되어 선속에서는 약 1.5 knots가 빠름을 알 수 있다. 또한 A선박은 B선박에 비하여 엔진 정격이 많이 조정되었으나 선체가 적어 선속에서는 약 0.5 knots가 빠름을 알 수 있다. Fig. 4.10에서는 엔진의 정격 조정의 결과로 인하여 회전수가 적어지면 그와 반비례하여 프로펠러의 직경과 피치가 증가함을 알 수 있다. 그에 대한 결과로 프로펠러의 효율은 증가한다. Fig. 4.11에서는 엔진의 부하의 정도에 따라 냉각수 펌프, 윤활유 펌프, 연료유 펌프의 용량을 비교 검토하였는데, 부하의 차이가 크지않은 A와 B선박은 거의 동일하고 부하의 차이가 많이 나는 C선박은 용량이 큰 주변 기기들을 적용하였다. Fig. 4.12는 각 엔진별로 연료유, 실린더유, 윤활유의 일일 소모량을 조사한 결과이다. 그림에서 보듯이 연료유와 실린더유의 소비량은 부하의 크기에 비례하여 증가함을 알 수 있으나, 윤활유의 소비량은 부하에는 별로 영향을 받지 않고 엔진의 외형적인 크기에 비례한다는 것을 알 수 있다. 엔진의 가격은 공칭 정격을 기준으로 하기 때문에 비슷하나, 부하가 감소함에 따라 연료소비량과 실린더 오일 소비량이 감소됨을 알 수 있다.

제 5 장 Derating의 범위 설정

5.1 엔진의 선택

엔진의 제작과정에서 최적의 정격과 속도 조합이 결정되면 엔진 선택은 시작된다.

일반적인 과정은 선박에 적합한 선체의 크기에 알맞은 엔진으로, 일정한 엔진 속도 범위에서 적절한 엔진 타입과 크기를 정하는 것이다.

작은 프로펠러 직경을 선택하여 속도를 증가시킬 경우 즉 프로펠러 커브가 오른쪽으로 갈 경우 프로펠러 효율은 감소한다. 그러나 그럴 경우 작은 실린더 직경 선택이 가능해지고 엔진 비용이 절감된다.

엔진 선택 시 엔진 룸 구조, 초기 투자 비용, 투자 회수 기간, 운항 비용, 진동 양상, 항해 지역의 환경, 안전 운항 등을 검토해야 되며 운항 비용으로 연료소비량, 윤활유 소비량, 기부속 비용, 정비 작업 비용, 연료값 등이 검토되어야 한다. 엔진의 선택은 복잡한 작업이다. 단순히 선체의 크기에 대한 출력만을 계산하여 엔진의 크기가 결정되는 것이 아니고, 기관을 운전하기 위한 주변기기과 주기관이 운전 결과로 생성된 배기가스의 효율적인 이용 등 연료 사용 시 최대한 열효율을 얻기 위해 많은 노력이 요구된다. 다음의 **Table 5.1**과 **5.2** 그리고 **Fig. 5.1~5.10**까지는 MAN B&W사에서 엔진 선택 시 고려되어지는 주요 인자들과 과정을 소개하였다.

엔진의 선택과정을 간단하게 살펴보면,

Table 5.1은 엔진을 선정하는 전 과정에 적용되는 기술을 순서대로 보여주는 프로그램 과정이다. 이 프로그램은 오래된 경험과 발달된 모형 시험을 토대로 수많은 실험과 운항선의 실적을 수정 보완하면서 탄생된 것으로, 정확한 결과를 위해 독립된 두 개의 프로그램을 사용한다.

엔진 선정과정에서 최우선 적으로 진행되는 일은 소유자로부터 선박의 제원(선박의 종류, 운항 속도, 화물을 실을 수 있는 능력 등)을 요청 받아 선체의

형태와 크기를 선정한다. 유사한 실적선이 있으면 그 선박의 결과를 이용하기도 한다. 다음은 결정된 형태의 선체가 선주가 요구하는 운항 속도를 낼 수 있는 프로펠러의 능력을 결정한다. 프로펠러의 능력을 결정하는 과정에는 형상, 브레이드의 수, 각 브레이드마다 면적 및 각도 등을 조합하여 추력을 계산한다. 이 과정이 완성되면 프로펠러가 낼 수 있는 추력에 알맞은 주기관을 선정하는 과정에 들어간다. **Fig. 5.1**는 엔진을 선택하는 과정을 상세히 보여주고 있다. 주기관을 선정할 때는 단순히 프로펠러의 추력에만 국한되는 것이 아니고, 기관실에 사용될 발전기의 사양 선택에도 많은 관계가 된다.

즉 비용적인 측면에서 독립된 발전설비를 이용할 것인지, 주기관과 조합하여 발전설비를 설치할 것인지에 대해서도 장기적인 운영 기간을 설정해 놓고 비교 검토를 한다. **Fig. 5.2**에서는 엔진 선택 시, 투자 원년 이후 제작비 이외도 운전을 하면서 지속적으로 발생하는 비용에 대하여 이득과 손실의 정도를 산출하는 식을 보여준다. 여기서 프로펠러의 추력이 나오면 하나의 엔진이 선택되는 것이 아니라, 선택된 프로펠러의 추력을 낼 수 있는 엔진이 여러 대가 선정 될 수 있다. 여러 대의 엔진을 대상으로 추력에 대한 범위와 부하 선도가 그려진다. 그리고 정비비용, 기부속 가격 등도 각각의 엔진마다 비교 검토가 된다. 정격 조정된 엔진에 적용되는 보조기기들의 용량 검토 또한 비교대상이 된다. 그리고 엔진에 부착되는 에어 냉각기의 용량 및 엔진 소음, 예열 열교환기 용량 및 실린더 냉각수의 이용으로 운전되는 조수기의 열량 계산 등을 종합적으로 시행하여 가장 적절한 한 개의 엔진이 최종 선택된다. **Table 5.2**에서는 선주가 원하는 선박의 제원을 토대로 건조될 선박의 대략적인 제원이 선정되어지는 결과를 예를 들었다. **Fig. 5.3**에서는 **Table 5.2**에서 선정된 선체에 운항 속도를 낼 수 있는 적절한 회전수의 범위와 엔진의 형태, 그리고 마력 등을 제시하고, 엔진 주문당시의 연료유 및 각종 윤활유의 비용, 환율 및 비용 계산 기간 등을 정한 자료이다. **Fig. 5.4**에서는 요구되는 추력을 결정하기 위해 선택된 프로펠러에 시험 운전시 얻어진 결과를 역으로 엔진 정격을 결정하기 위해 계산치를 그래프화하는 과정을 보여준다. **Fig. 5.5**에서는 **Fig. 5.4**에서 얻어진 필요 마력에 시마진율 15%에 엔진마진 10%를 더하는 과정을

보여준다. 즉 이 더한 마력을 선택된 형태의 선박에 필요한 엔진의 마력으로 결정하게 된다. 그리고 **Fig. 5.6**에서는 엔진의 총 출력 가능 범위도와 선정된 엔진의 부하선도를 보여준다. **Fig. 5.7**에서는 선정된 엔진의 MCR에 해당되는 회전속도의 범위에서 선택되어 질 수 있는 모든 엔진의 출력 범위 선도를 보여준다. **Fig. 5.8**에서는 **Fig. 5.7**에서 선주가 요구한 추력에 해당하는 엔진의 출력 범위선도 내에서 5개의 엔진을 선택하여 12년 동안 각종 비용 발생의 추이에 따라 가장 적합한 엔진을 선택하는 과정을 보여주는 그래프이다. 즉 다섯 개의 엔진 중에서 정격을 조정하여 7,958 BHP 으로 12년간 운전 하였을 시 엔진의 가격과 운전 시간이 경과 되는 동안 추가 비용, 연료유 및 윤활유 소요 비용 등을 합산하여 엔진의 가치를 4S60MC와 비교하는 그래프이다. 즉 6S50MC 엔진의 가치는 투자 원년에는 약 38만 달러정도 많으나 10년이 넘어 가면서 엔진의 가치는 4S60MC보다 적어진다는 추이를 보여준다. 여기서 기준 경과년도를 투자로부터 몇 년 후를 잡느냐에 따라 그리고 소요 비용을 발생시키는 각 요소의 가격에 따라 그래프의 형태가 달라지고 엔진의 선택도 달라질 수 있다. **Fig. 5.9**은 선택된 엔진과 동일한 엔진이 12년간 운항한 결과 매년마다 소요되는 추가 비용을 보여준다. **Fig. 5.10**는 선택된 정격엔진에 운항 조건에 맞은 최적화를 실시하였을 시 소모되는 연료소비율을 계산한 결과를 ISO 조건에 맞게 보정하여 최적화 시행 예측 결과 그래프이다. 선주가 선박을 주문할 시 특정 엔진을 동시에 선택 하는 것이 아니라, 선체와 프로펠러의 설계가 완성된 후, 여러 개의 주기관이 선정되고 그 엔진 중에 관련된 여러 비용을 비교 검토 후 가장 적절한 엔진이 선정됨을 알 수 있다. 선박이란 장시간 동안 운항 및 관리 시 소요되는 비용 등을 고려해야만 하기 때문에, 선박 소유 예정자는 해운이 처해있는 여러 주변 상황 등을 고려하여 설계자 및 제작자와 비용 절감에 대하여 충분한 협의를 해야만 제일 값 싼 엔진이 아닌 가장 효율적인 엔진의 선택을 할 수 있다.

Table 5.1 Type and calculation levels of main programs

Application Technology
Project support
● Estimation of ship dimensions based on dwt, displacement, etc.
● Propeller calculation and power prediction
● Selection of main engine
● Layout/load diagrams of engine
● Load diagram of engine
● Maintenance and spare parts cost of engines
● Total economy-comparison of engine rooms
● Steam and electrical power consumption of ship
● Auxiliary machinery capacities - derated engines
● Fuel and lubricating oil consumption/ exhaust gas data/ TCS power
● Heat balance of engine/performance data
● Utilization of exhaust gas heat - steam and electricity
● Water condensation/separation in air coolers
● Noise-engine room/exhaust/structure-borne
● Preheating of cold diesel engine
● Utilization of jacket cooling water
● Heat for fresh water generator

Engine Selection Process

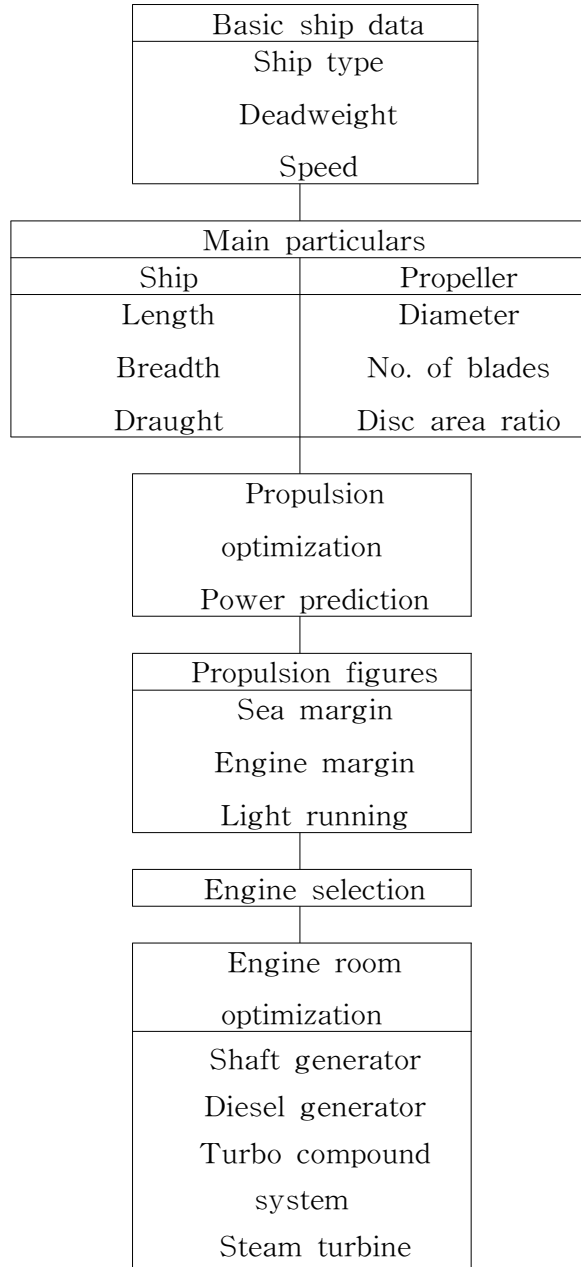


Fig. 5.1 Engine selection process

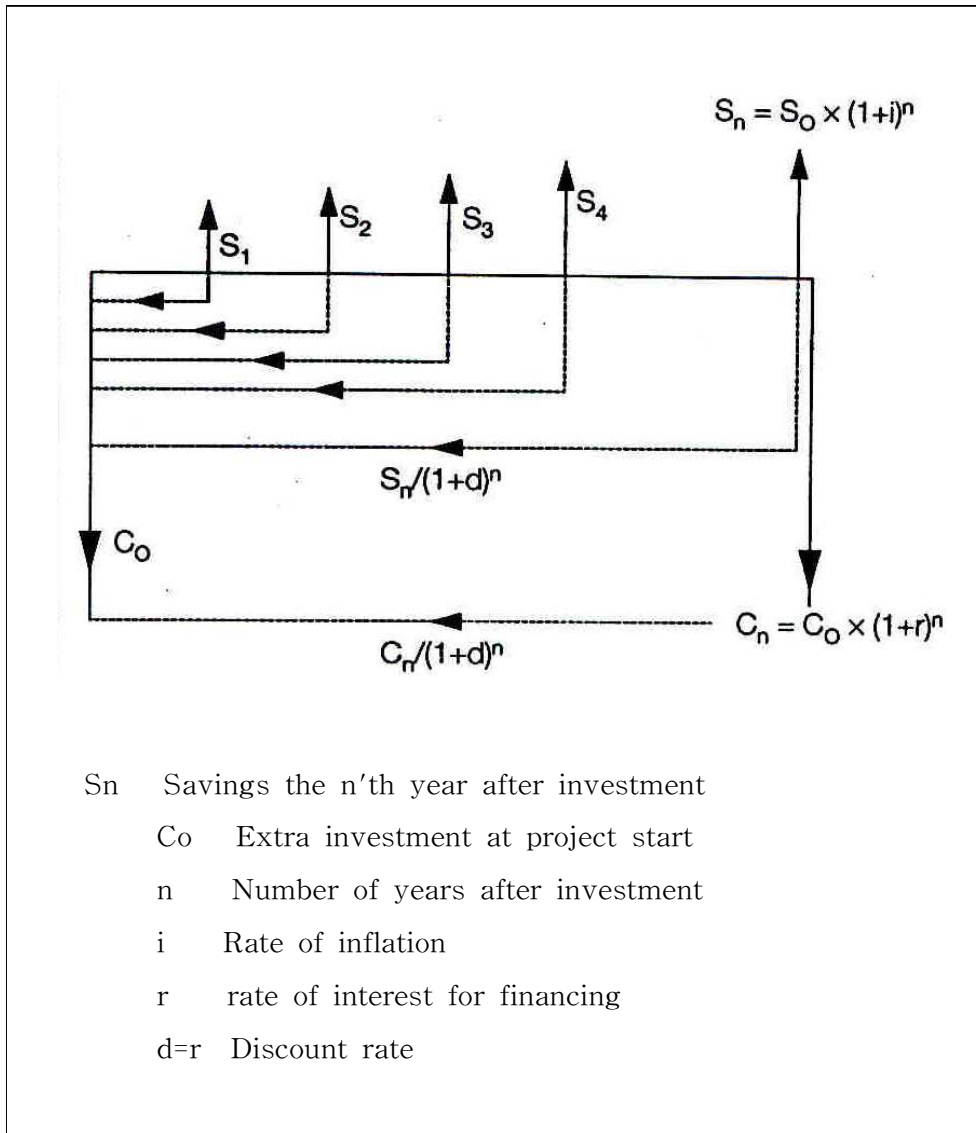


Fig. 5.2 Definition of net present value

Table 5.2 Estimating of ship particulars

Estimating of ship particulars	
Input data	
Type of ship	Bulker
Design ship speed	14.0 knots
Dead weight at design draught	42,000 t
Length between perpendiculars	194.00 m
Breadth on water line	30.00 m
Estimated ship particulars	
Length on water line	198.94 m
Design draught	10.57 m
Displacement(volume)	48,174 m ³
Block coefficient(based on Lpp)	0.783
Midship section coefficient	0.988
Longitudinal prismatic coefficient	0.773
Fineness(length displacement) ratio	5.468
Breadth-draught ratio	2.838
Breadth-length ratio	0.151
LCB, longitudinal center of buoyance (+forward Lpp/2)	2.08 %
Immersed midship section area	313.29 m ²

Main Engine Selection

Engine and Economy data

Required limitation of engine/propeller speed	: 105-140 rpm
Required limitation of cylinder numbers	: 4-7
Reference spec. eng. MCR power (M)	: 9,947 BHP and 107.6 rpm
Optimizing point(O)(engine matching point)	: 93.5% of specified MCR
Average engine power in service	: 80% of specified MCR
Normal sea service a year	: 250 days/year
Lower calorific value of fuel	: 40,200 kJ/kg
Price of fuel oil	: 100 USD/t
Price of cylinder oil	: 1300 USD/t
Price of system oil	: 1000 USD/t
Hourly wages for overhaul	: 30 USD/hour
Rate of interest	: 8% p.a.
Rate of inflation	: 4% p.a.
Rate of exchange	: 7.0 DKK/USD
Required cost calculation period	: 12 years
Selected engines	: 4S60MC and 6S50MC

Fig. 5.3 Main engine selection

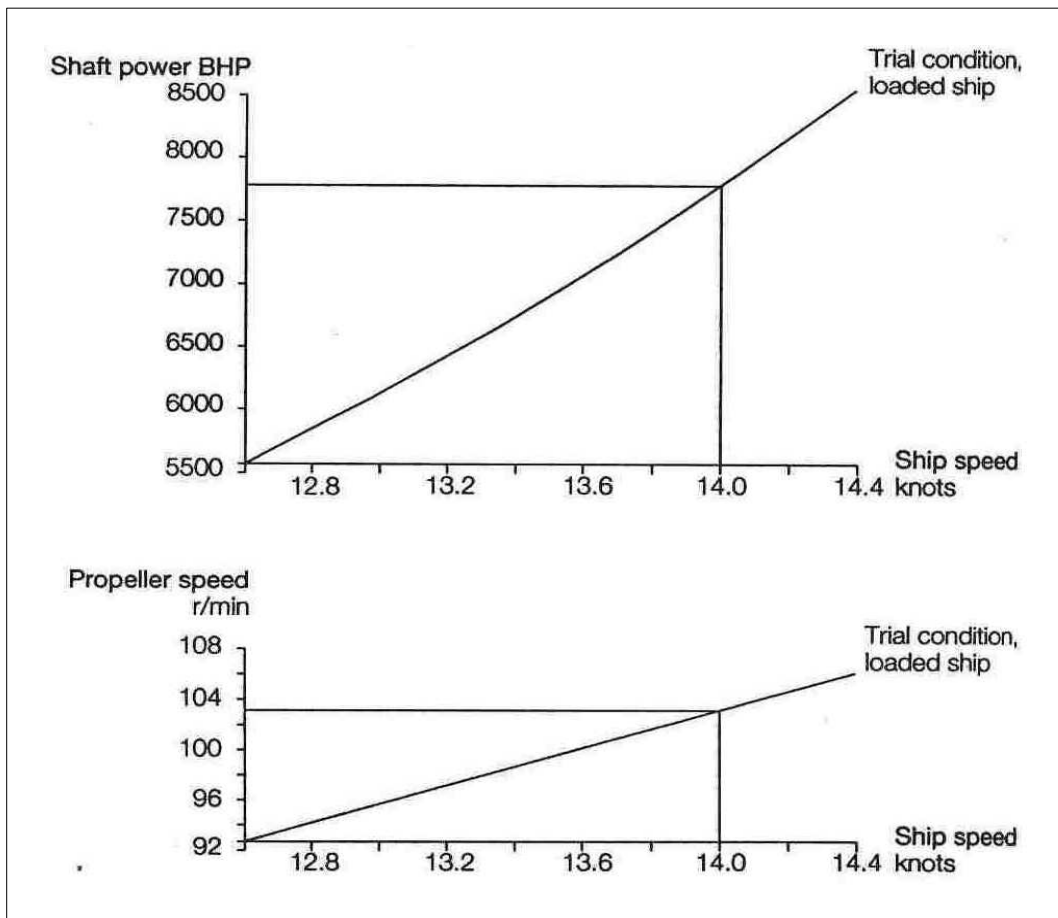


Fig. 5.4 Prediction of the power and speed requirement for the propeller design point of a single screw bulk carrier, having a 6 meter propeller diameter and sailing 14 knots.

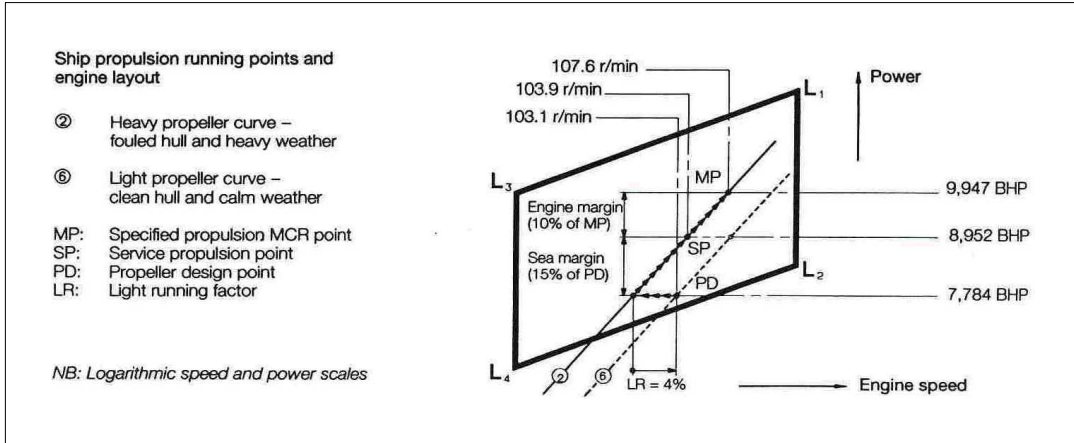


Fig. 5.5 Sea and engine margins together with light running factor used for layout of main engine

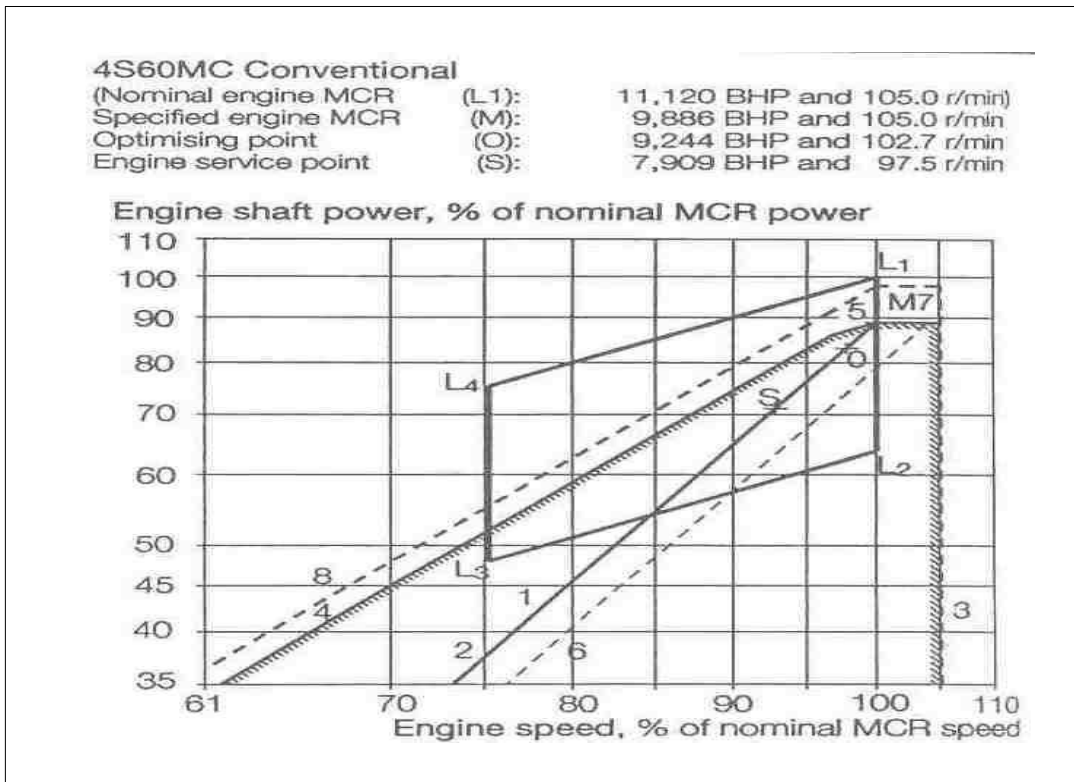


Fig. 5.6 Combined layout and load diagram of the selected 4S60MC

engine

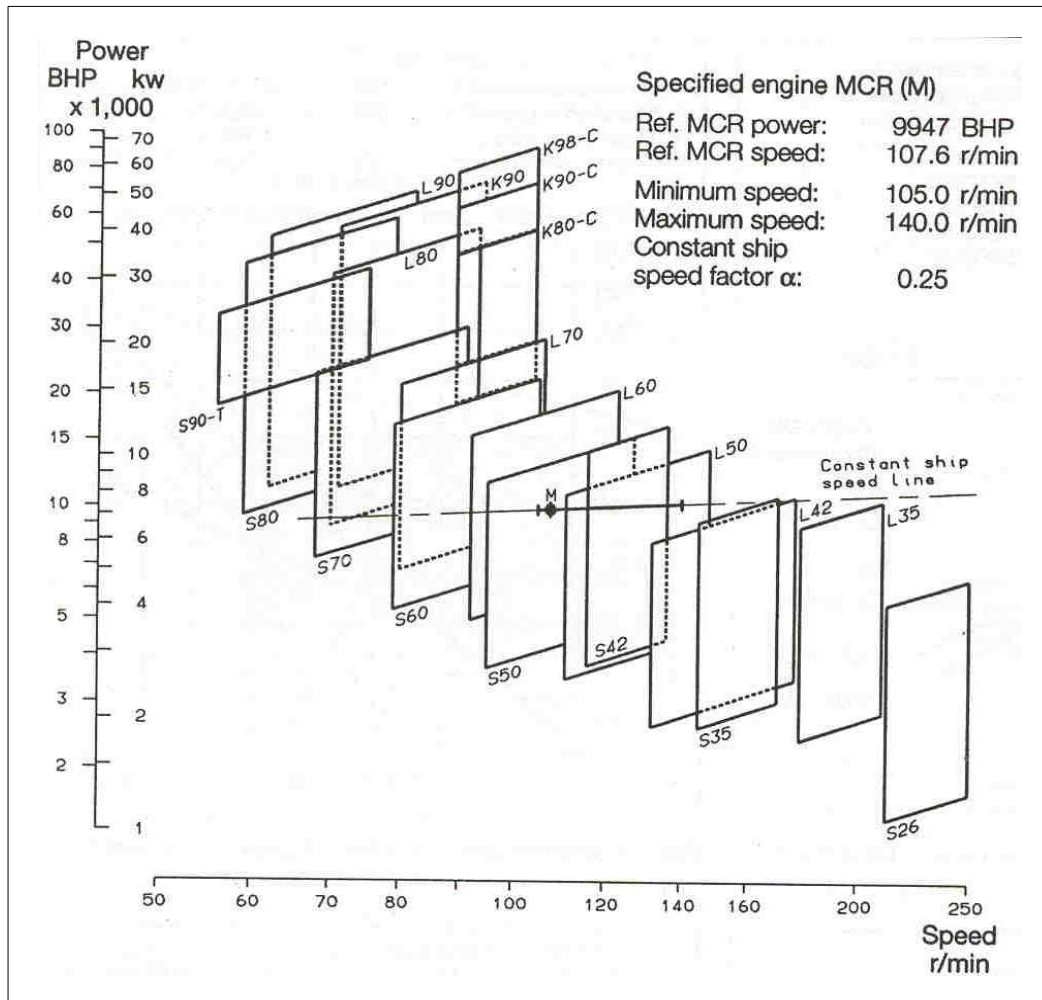


Fig. 5.7 Selection of main engine from the MC-engine program

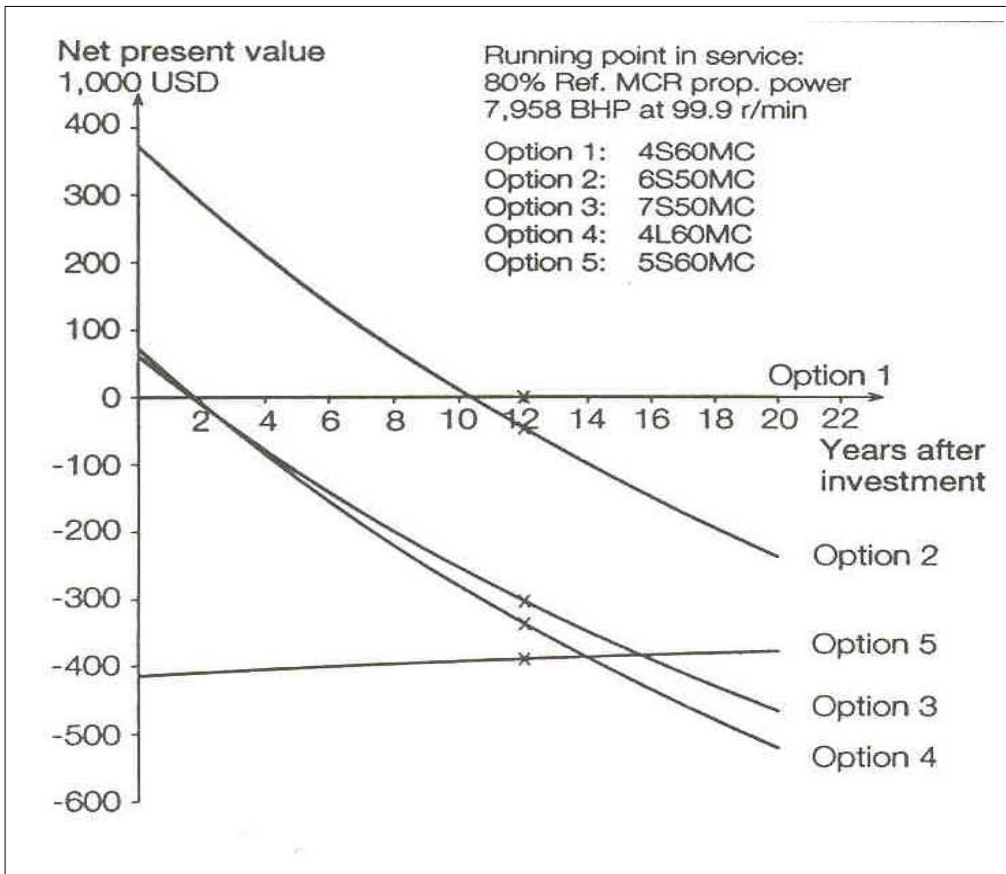


Fig. 5.8 Selected main engines ordered in net present value priority after 12 years in operation

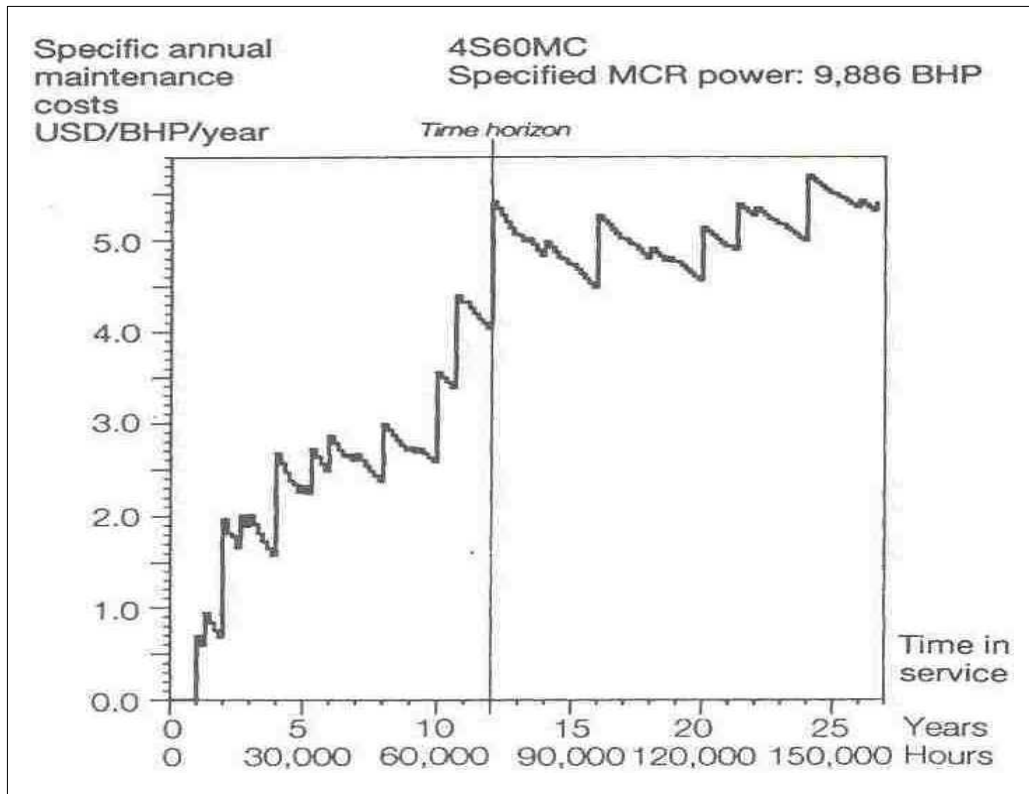


Fig. 5.9 The expected maintenance costs per year the 4S60MC engine has been in service

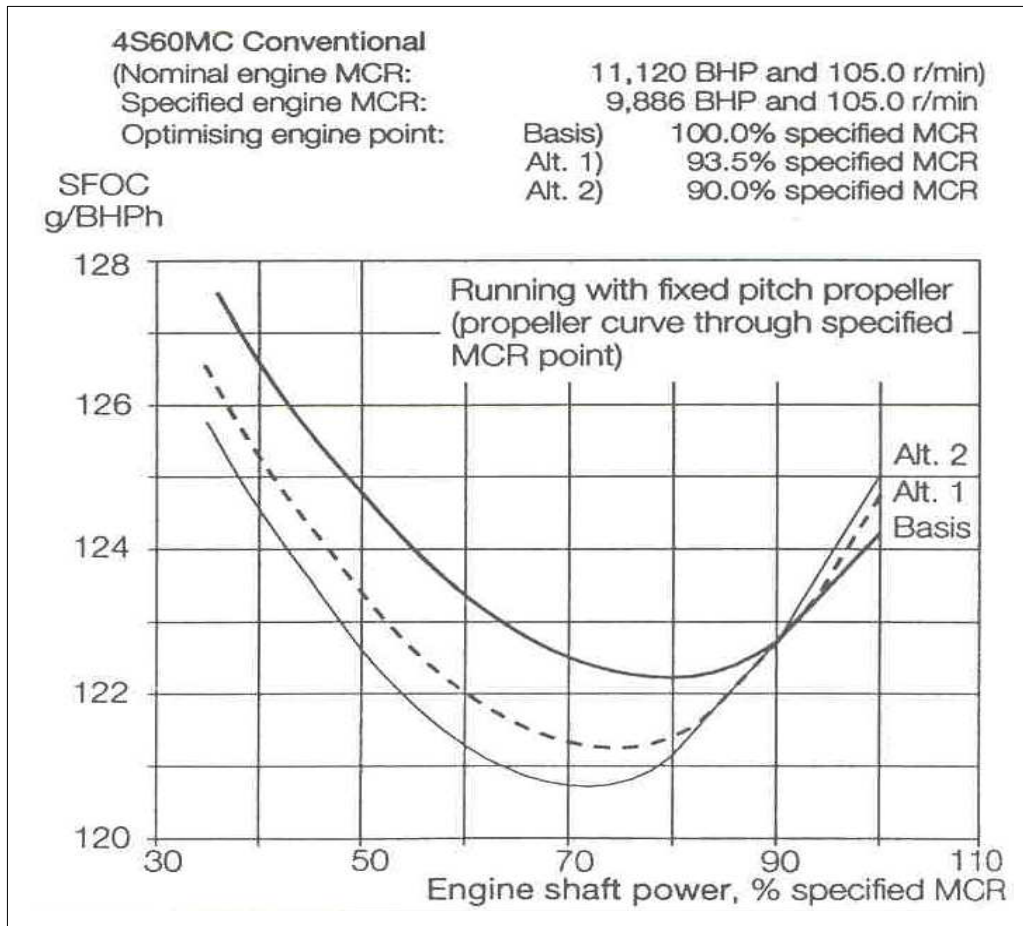


Fig. 5.10 Expected SFOC at part load running at ISO ambient condition valid for three different optimizing points

5.2 각 제작사별 타입별 분류

Fig. 5.11 과 **Fig. 5.12**는 대형 엔진 제작사의 엔진 출력 범위를 보여주는 도표로서 두 회사의 엔진 출력범위는 다른 형태로 나타난다. 이는 그 회사만의 독특한 기술력의 표현이기도 하지만 일종의 자부심 혹은 고집이 담겨져 있다. **Table 5.3**과 **5.4**은 MAN B&W사와 SULZER사의 이미 개발되어 시판되어지는 모든 대형 2행정 사이클 주기관에 해당되는 엔진 정격의 조정 범위를 회전속도, 부하, 평균유효압력, 연료소비율 등 4가지 요소를 비교 대상으로 설계 최대정격과 조절이 가능한 정격의 변동범위와 최대정격과 최소정격의 비를 계산하였다. MAN B&W사의 속도 조정 범위는 최저 75%, 부하는 48%, 연료소비율은 92.9%, 평균유효압력은 63.9%까지이다. 부하의 조정의 추이에 따라 가장 민감하게 변화하는 것은 평균유효압력임을 알 수 있다. 적은 마력의 엔진의 경우 조정의 범위가 매우 적음을 알 수 있다. 특히 장행정 기관에서 부하 조정범위가 넓음을 알 수 있다. 이는 평균유효압력의 범위가 넓어 변화할 수 있는 여유가 많음을 의미하기도 한다.

Fig. 13~22까지는 각 비교 대상별로 조정범위를 그래프로 보여주고 있다.

Table 5.4와 **Fig. 5.18**에서 보듯이 SULZER 엔진의 속도 조절의 범위는 최저 80%, 부하 70%, 평균유효압력 70%, 연료소비율은 95%임을 알 수 있다. 여기서 SULZER사의 엔진 출력범위는 엔진의 타입에 상관없이 비교 대상의 변동범위가 일괄적으로 같다는 것을 알 수 있다. MAN B&W사는 각 타입 별 각 비교 대상별 조정 범위가 서로 다르다. 이것은 엔진의 범위를 설정하는 방식이 혹은 기술이 두 회사간의 차이가 있음을 보여준다.

Fig. 5.19~22까지는 SULZER사의 비교 대상별 조정범위를 보여주는 그래프이다.

이 분석에서 유심히 살펴보면 차세대 주기관인 ME엔진(Electronically Controlled Two-stroke Engine)의 출력 조정 범위도 동일함을 알 수 있다.

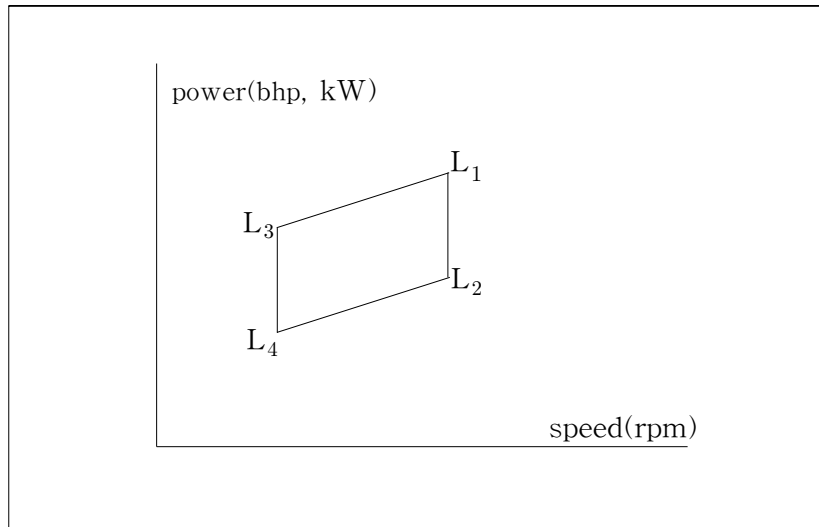


Fig. 5.11 Engine layout of MAN B&W

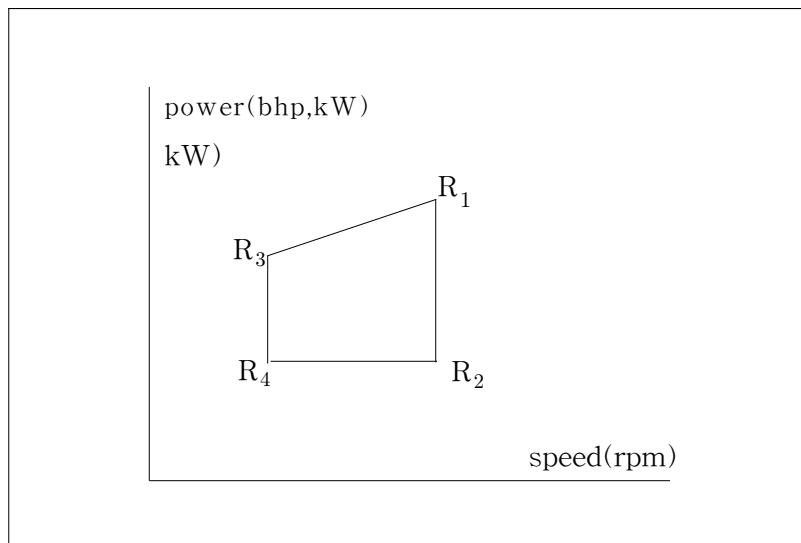


Fig. 5.12 Engine layout of SULZER

Table 5.3 Derated range of MAN B&W engine types

엔진 type	비교대상	Layout point				L ₄ /L ₁ (%)
		L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	
14K98MC & ME (Cyl. No. 6~14)	speed (r/min)	94	94	84	84	89.4
	load (kW)	80,080	64,260	71,540	57,400	71.7
	mep (bar)	18.2	14.6	18.2	14.6	80.2
	SFOC (g/kWh)	171	162	171	162	94.7
14K98MC-C& ME-C (Cyl. No. 6~14)	speed (r/min)	104	104	94	94	90.4
	load (kW)	79,940	64,120	72,240	57,960	72.5
	mep (bar)	18.2	14.6	18.2	14.6	80.2
	SFOC (g/kWh)	171	162	171	162	94.7
12L90MC-C& ME-C (Cyl. No. 6~12)	speed (r/min)	83	83	62	62	74.7
	load (kW)	58,560	37,560	43,680	28,080	48.0
	mep (bar)	19	12.2	19	12.2	64.2
	SFOC (g/kWh)	167	155	167	155	92.8
12K90MC & ME (Cyl. No. 6~12)	speed (r/min)	94	94	71	71	75.5
	load (kW)	54,840	35,040	41,520	26,520	48.4
	mep (bar)	18	11.5	18	11.5	63.9
	SFOC (g/kWh)	171	159	171	159	93.0
12K90MC-C& ME-C (Cyl. No. 6~12)	speed (r/min)	104	104	89	89	85.6
	load (kW)	54,840	43,800	46,920	37,560	68.5
	mep (bar)	18	14.4	18	14.4	80.0
	SFOC (g/kWh)	171	164	171	164	95.9
9S90MC-C& ME-C (Cyl. No. 6~9)	speed (r/min)	76	76	61	61	80.3
	load (kW)	44,010	35,280	35,370	28,260	64.2
	mep (bar)	19	15.2	19	15.2	80.0
	SFOC (g/kWh)	167	160	167	160	95.8
12K80MC-C& ME-C (Cyl. No. 6~12)	speed (r/min)	104	104	89	89	85.6
	load (kW)	43,320	34,680	37,080	29,640	68.4
	mep (bar)	18	14.4	18	14.4	80.0
	SFOC (g/kWh)	171	164	171	164	95.9
12S80MC (Cyl. No. 6~12)	speed (r/min)	79	79	59	59	74.7
	load (kW)	43,680	27,960	32,640	20,880	47.8
	mep (bar)	18	11.5	18	11.5	63.9
	SFOC (g/kWh)	167	155	167	155	92.8
8S80MC-C & ME-C (Cyl. No. 6~8)	speed (r/min)	76	76	57	57	75.0
	load (kW)	31,040	19,840	23,280	14,880	47.9
	mep (bar)	19	12.2	19	12.2	64.2
	SFOC (g/kWh)	167	155	167	155	92.8

To be continued

엔진 type	비교대상	Layout point				L ₄ /L ₁ (%)
		L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	
12L80MC (Cyl. No. 4~12)	speed (r/min)	93	93	70	70	75.3
	load (kW)	43,680	27,840	32,880	21,000	48.1
	mep (bar)	18	11.5	18	11.5	63.9
	SFOC (g/kWh)	174	162	174	162	93.1
8L70MC (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	108	108	81	81	75.0
	load (kW)	22,640	14,480	16,960	10,880	48.1
	mep (bar)	18	11.5	18	11.5	63.9
	SFOC (g/kWh)	174	162	174	162	93.1
8S70MC-C& ME-C (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	91	91	68	68	74.7
	load (kW)	24,880	15,920	18,560	11,920	47.9
	mep (bar)	19	12.2	19	12.2	64.2
	SFOC (g/kWh)	169	157	169	157	92.9
8L70MC-C& ME-C (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	108	108	91	91	84.3
	load (kW)	24,880	19,840	20,960	16,720	67.2
	mep (bar)	19	15.2	19	15.2	80.0
	SFOC (g/kWh)	170	163	170	163	95.9
8S60MC & ME (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	105	105	79	79	75.2
	load (kW)	16,320	10,400	12,320	7,840	48.0
	mep (bar)	18	11.5	18	11.5	63.9
	SFOC (g/kWh)	170	158	170	158	92.9
8S60MC-C& ME-C (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	105	105	79	79	75.2
	load (kW)	18,080	11,600	13,600	8,720	48.2
	mep (bar)	19	12.2	19	12.2	64.2
	SFOC (g/kWh)	170	158	170	158	92.9
8L60MC (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	123	123	92	92	74.8
	load (kW)	15,360	9,840	11,440	7,360	47.9
	mep (bar)	17	10.9	17	10.9	64.1
	SFOC (g/kWh)	171	159	171	159	93.0
8L60MC-C& ME-C (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	123	123	105	105	85.4
	load (kW)	17,840	14,240	15,200	12,160	68.2
	mep (bar)	19	15.2	19	15.2	80.0
	SFOC (g/kWh)	171	164	171	164	95.9
8S50MC (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	127	127	95	95	74.8
	load (kW)	11,440	7,280	8,560	5,440	47.6
	mep (bar)	18	11.5	18	11.5	63.9
	SFOC (g/kWh)	171	159	171	159	93.0
8S50MC-C& ME-C (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	127	127	95	95	74.8
	load (kW)	12,640	8,080	9,440	6,080	48.1
	mep (bar)	19	12.2	19	12.2	64.2
	SFOC (g/kWh)	171	159	171	159	93.0

To be continued

엔진 type	비교대상	Layout point				L ₄ /L ₁ (%)
		L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	
8L50MC (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	148	148	111	111	75.0
	load (kW)	10,640	6,880	8,000	5,120	48.1
	mep (bar)	17	10.9	17.0	10.9	64.1
	SFOC (g/kWh)	173	161	173	161	93.1
8S46MC-C (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	129	129	108	108	83.7
	load (kW)	10,480	8,400	8,800	7,040	67.2
	mep (bar)	19	15.2	19	15.2	80.0
	SFOC (g/kWh)	174	169	174	169	97.1
12S42MC (Cyl. No. 4~12)	speed (r/min)	136	136	115	115	84.6
	load (kW)	12,960	10,380	10,980	8,760	67.6
	mep (bar)	19.5	15.6	19.5	15.6	80.0
	SFOC (g/kWh)	177	172	177	172	97.2
12L42MC (Cyl. No. 4~8)	speed (r/min)	176	176	141	141	80.1
	load (kW)	11,940	9,540	9,540	7,680	64.3
	mep (bar)	18	14.4	18	14.4	80.0
	SFOC (g/kWh)	177	172	177	172	97.2
12L35MC (Cyl. No. 4~12)	speed (r/min)	210	210	178	178	84.8
	load (kW)	7,800	6,240	6,600	5,280	67.7
	mep (bar)	18.4	14.7	18.4	14.7	80.0
	SFOC (g/kWh)	177	172	177	172	97.2
12S35MC (Cyl. No. 4~12)	speed (r/min)	173	173	147	147	85.0
	load (kW)	8,880	7,140	7,560	6,060	68.2
	mep (bar)	19.1	15.3	19.1	15.3	80.1
	SFOC (g/kWh)	178	173	178	173	97.2
12S26MC (Cyl. No. 4~12)	speed (r/min)	250	250	212	212	84.8
	load (kW)	4,800	3,840	4,080	3,240	67.5
	mep (bar)	18.5	14.8	18.5	14.8	80.0
	SFOC (g/kWh)	179	174	179	174	97.2

Table 5.4 Derated range of SULZER engine types

엔진 type	비교대상	Layout point				R ₄ /R ₁ (%)
		R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	
12RTA84C (Cyl. No. 6~12)	speed (r/min)	102	102	82	82	80.4
	load (kW)	48,600	34,080	39,000	34,080	70.1
	mep (bar)	17.9	12.6	17.9	15.6	70.4
	SFOC (g/kWh)	171	163	172	167	95.3
8RTA72U (Cyl. No. 5~8)	speed (r/min)	99	99	79	79	79.8
	load (kW)	24,640	17,240	19,680	17,240	70.0
	mep (bar)	18.3	12.8	18.4	16.1	69.9
	SFOC (g/kWh)	171	165	171	167	96.5
8RTA68T (Cyl. No. 5~8)	speed (r/min)	94	94	75	75	79.8
	load (kW)	23,520	16,480	18,800	16,480	70.1
	mep (bar)	19	13.3	19	16.7	70.0
	SFOC (g/kWh)	169	161	169	165	95.3
8RTA63U (Cyl. No. 5~8)	speed (r/min)	115	115	92	92	80.0
	load (kW)	18,280	12,800	14,640	12,800	70.0
	mep (bar)	18.4	12.9	18.4	16.1	70.0
	SFOC (g/kWh)	173	167	173	169	96.5
8RTA52U (Cyl. No. 5~8)	speed (r/min)	137	137	110	110	80.3
	load (kW)	12,800	8,960	10,280	8,960	70.0
	mep (bar)	18.3	12.8	18.3	16.0	69.9
	SFOC (g/kWh)	174	168	174	170	96.6
8RTA48T (Cyl. No. 5~8)	speed (r/min)	127	127	102	102	80.3
	load (kW)	11,640	8,160	9,320	8,160	70.1
	mep (bar)	19	13.3	18.9	16.6	70.0
	SFOC (g/kWh)	171	163	171	167	95.3
14RT-flex96C (Cyl. No. 6~14)	speed (r/min)	102	102	92	92	90.2
	load (kW)	80,080	56,000	72,240	56,000	69.9
	mep (bar)	18.6	13.0	18.6	14.4	70.0
	SFOC (g/kWh)	171	163	171	164	95.3
9RT-flex84T (Cyl. No. 5~9)	speed (r/min)	76	76	61	61	80.3
	load (kW)	36,900	25,830	29,610	25,830	70.0
	mep (bar)	18.5	13.0	18.5	16.2	70.3
	SFOC (g/kWh)	168	160	168	164	95.2
9RT-flex60C (Cyl. No. 5~9)	speed (r/min)	114	114	91	91	79.8
	load (kW)	21,240	14,850	16,920	14,850	69.9
	mep (bar)	19.5	13.7	19.5	17.0	70.3
	SFOC (g/kWh)	170	164	170	166	96.5

To be continued

엔진 type	비교대상	Layout point				R ₄ /R ₁ (%)
		R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	
8RT-flex58T (Cyl. No. 5~8)	speed (r/min)	105	105	84	84	80.0
	load (kW)	17,000	11,920	13,600	11,920	70.1
	mep (bar)	19	13.3	19	16.7	70.0
	SFOC (g/kWh)	170	162	170	166	95.3
8RT-flex50 (Cyl. No. 5~8)	speed (r/min)	124	124	99	99	79.8
	load (kW)	12,960	9,040	10,400	9,040	69.8
	mep (bar)	18.3	12.8	18.4	16.1	69.9
	SFOC (g/kWh)	171	165	171	167	96.5

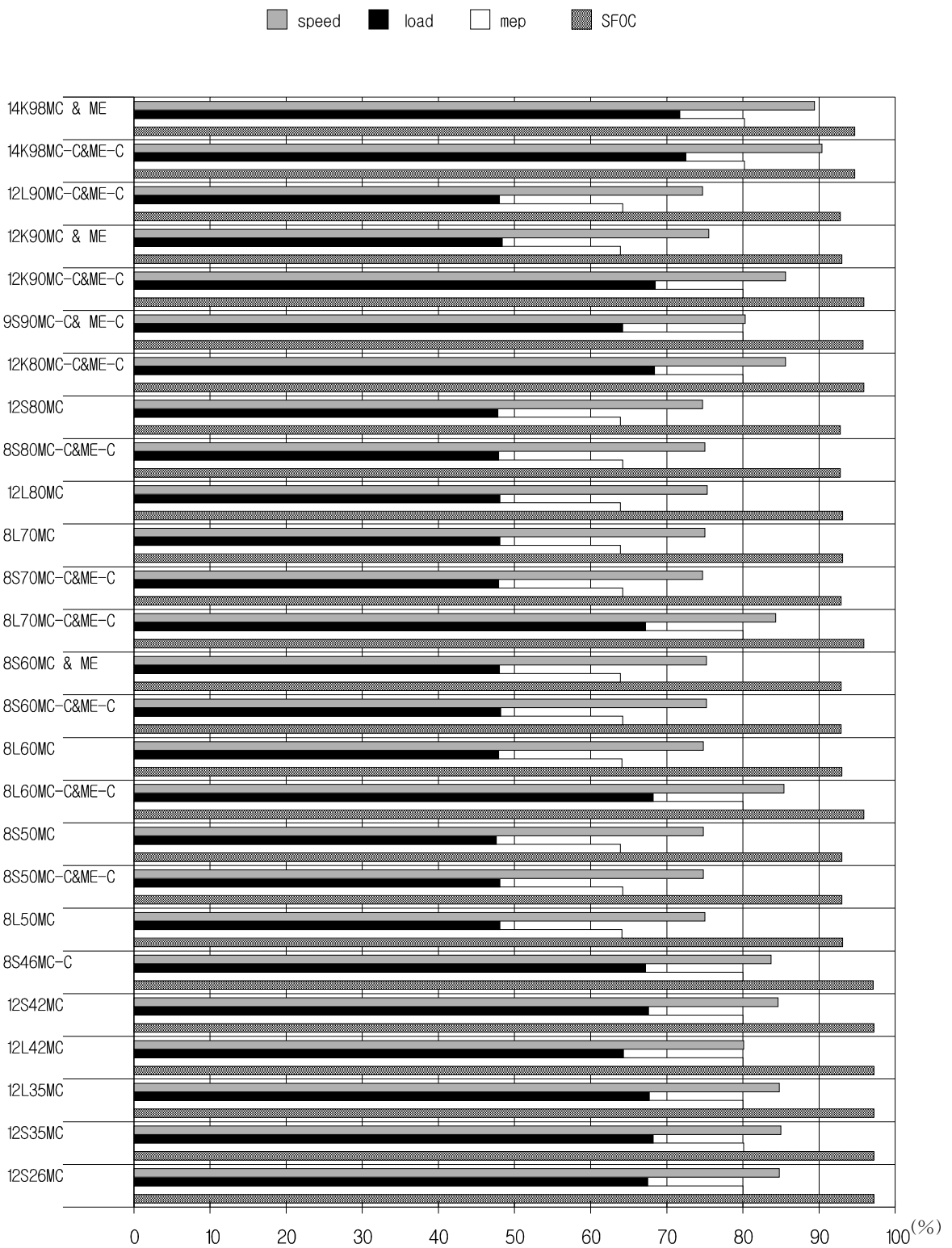


Fig. 5.13 Derated range of MAN B&W engine

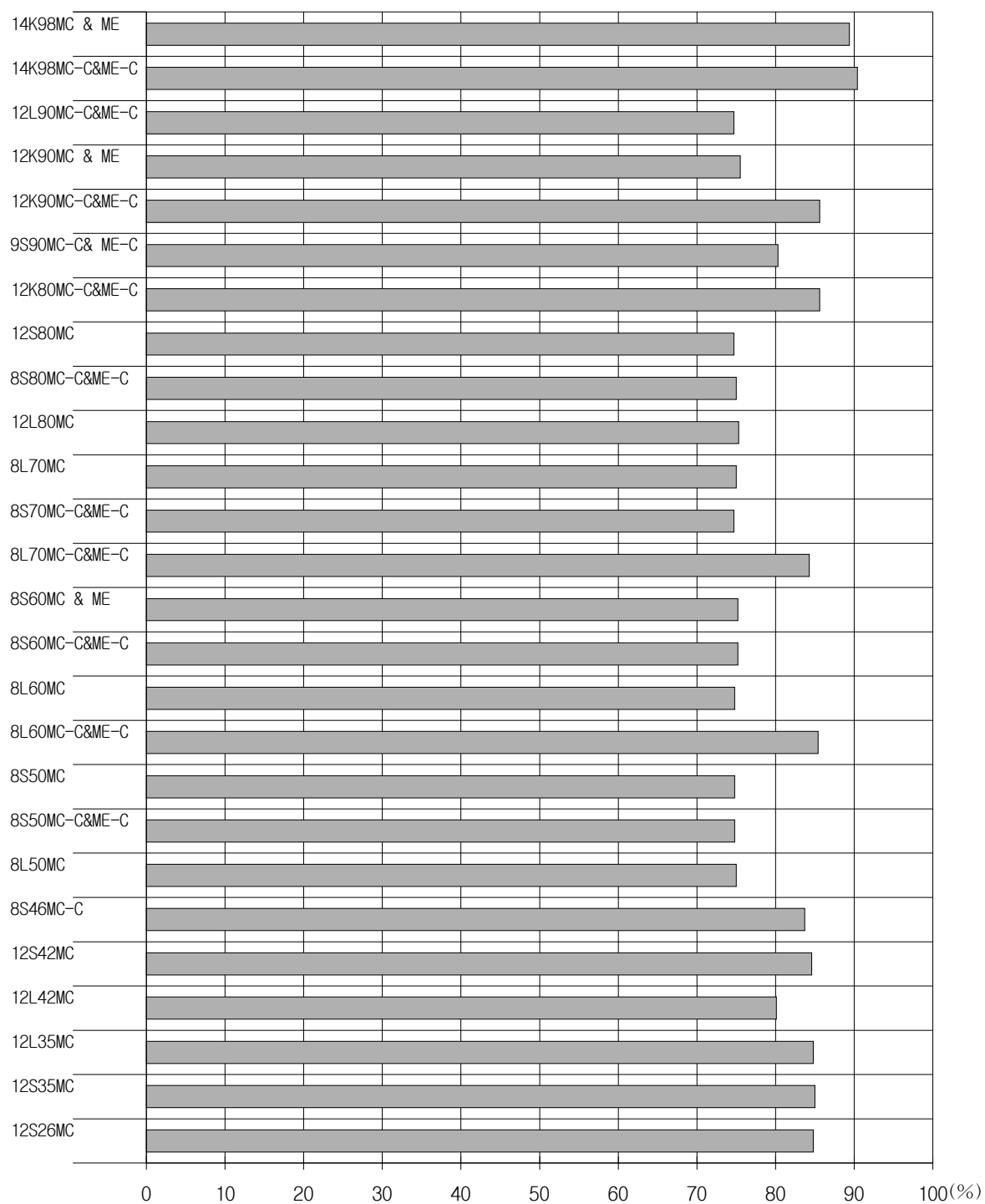


Fig. 5.14 Comparison of speed for MAN B&W engine

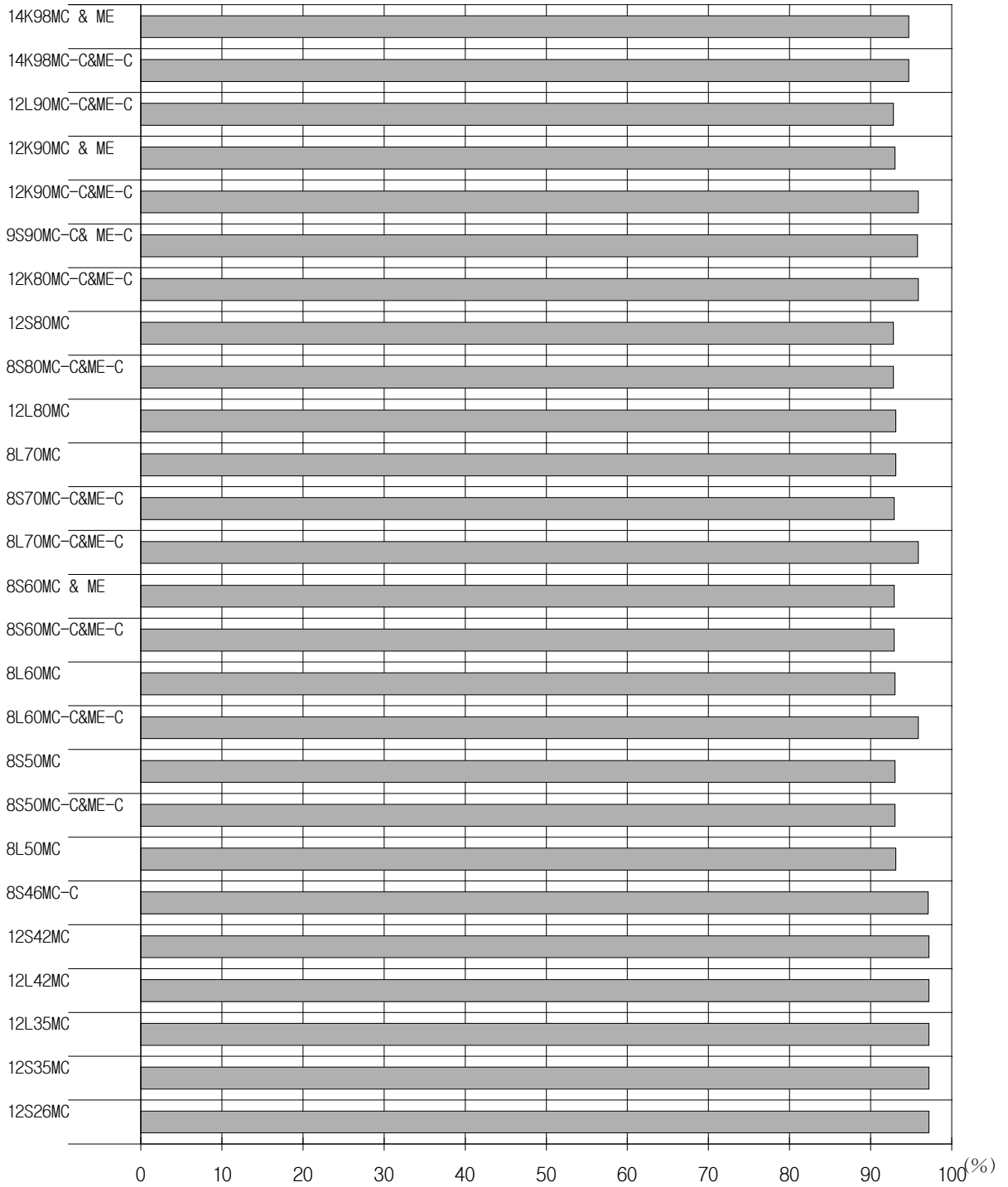


Fig 5.15 Comparison of SFOC for MAN B&W engine

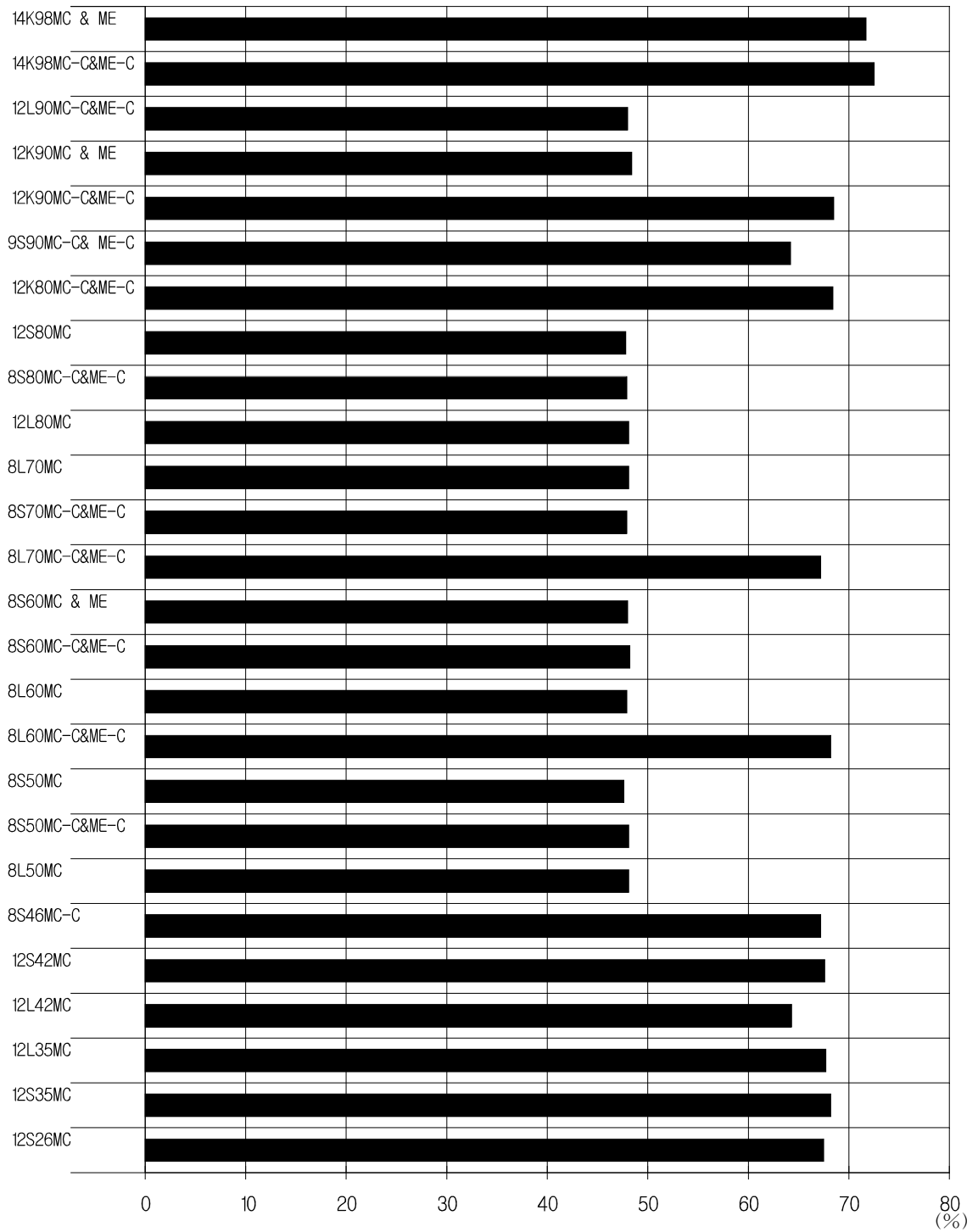


Fig. 5.16 Comparison of load for MAN B&W engine

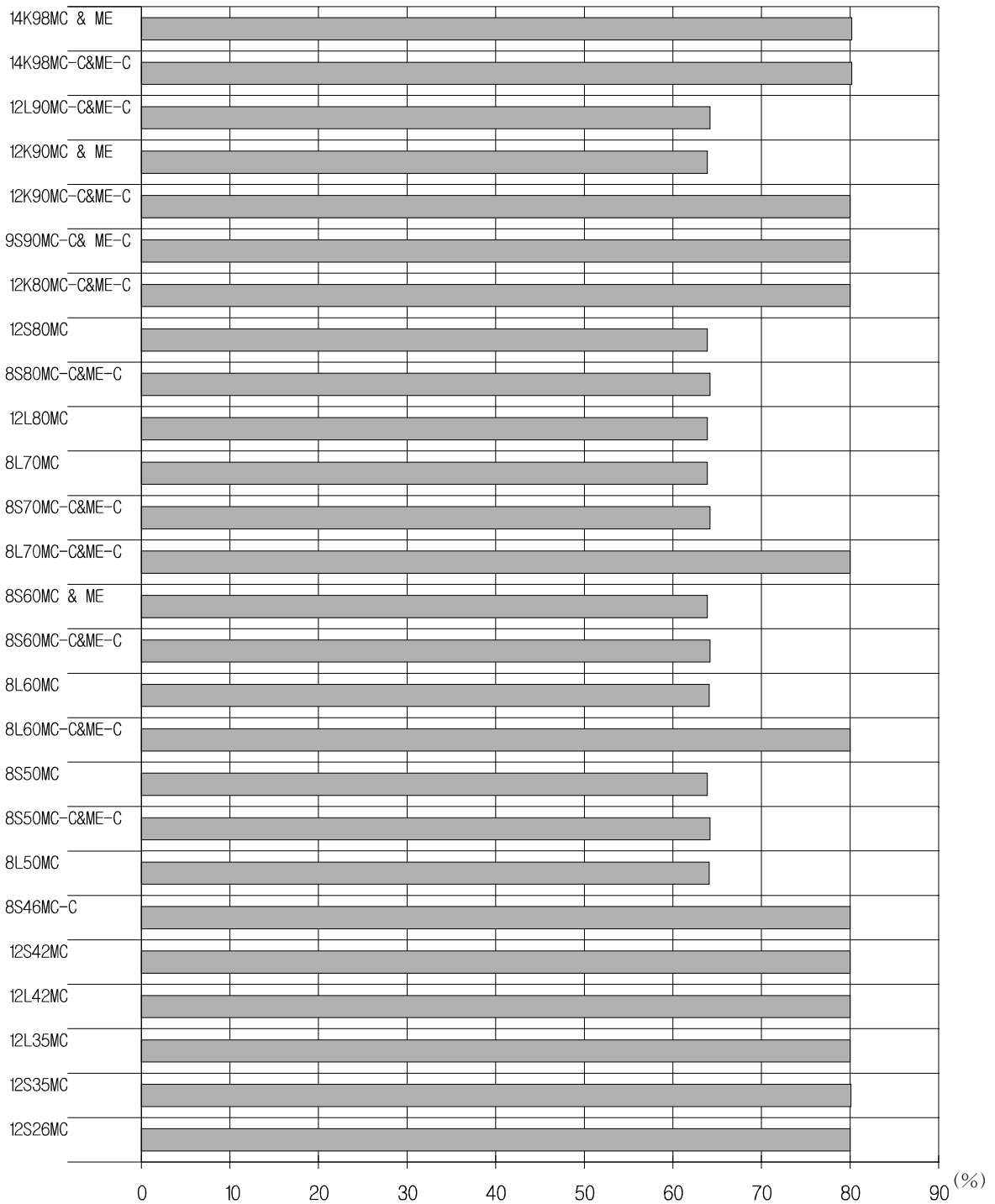


Fig. 5.17 Comparison of MEP for MAN B&W engine

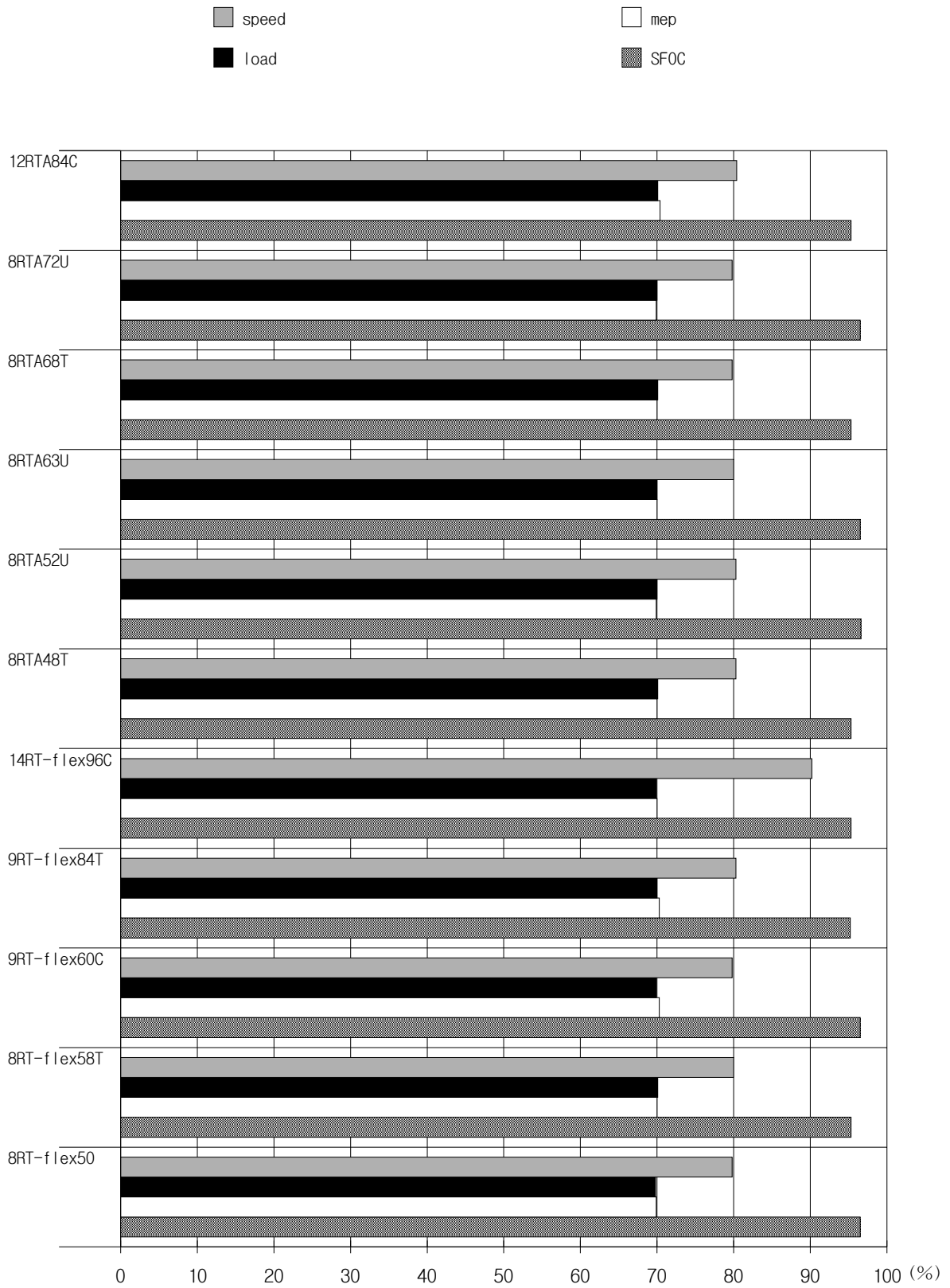


Fig. 5.18 Derated range of SULZER engine

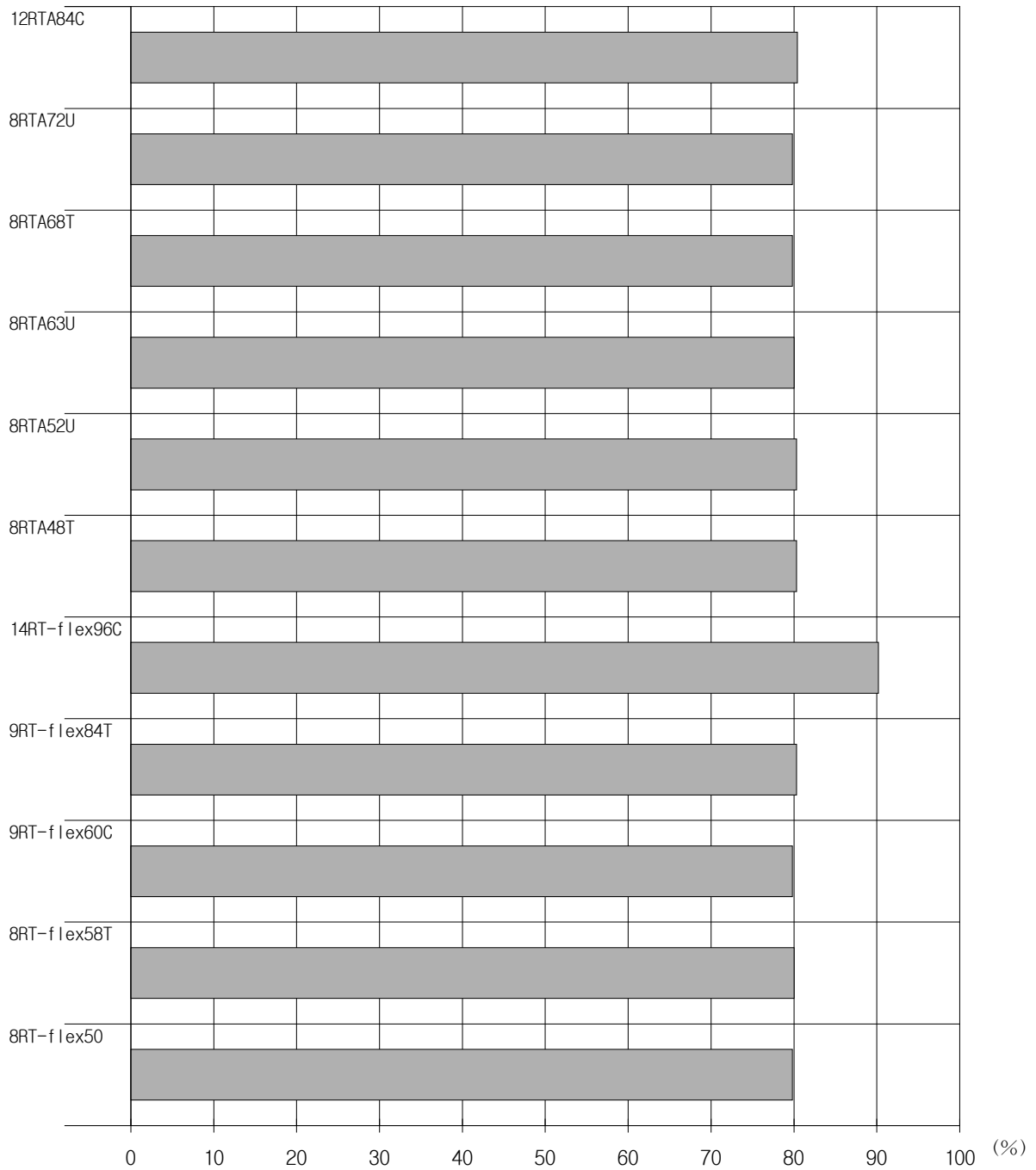


Fig. 5.19 Comparison of speed for SULZER engine

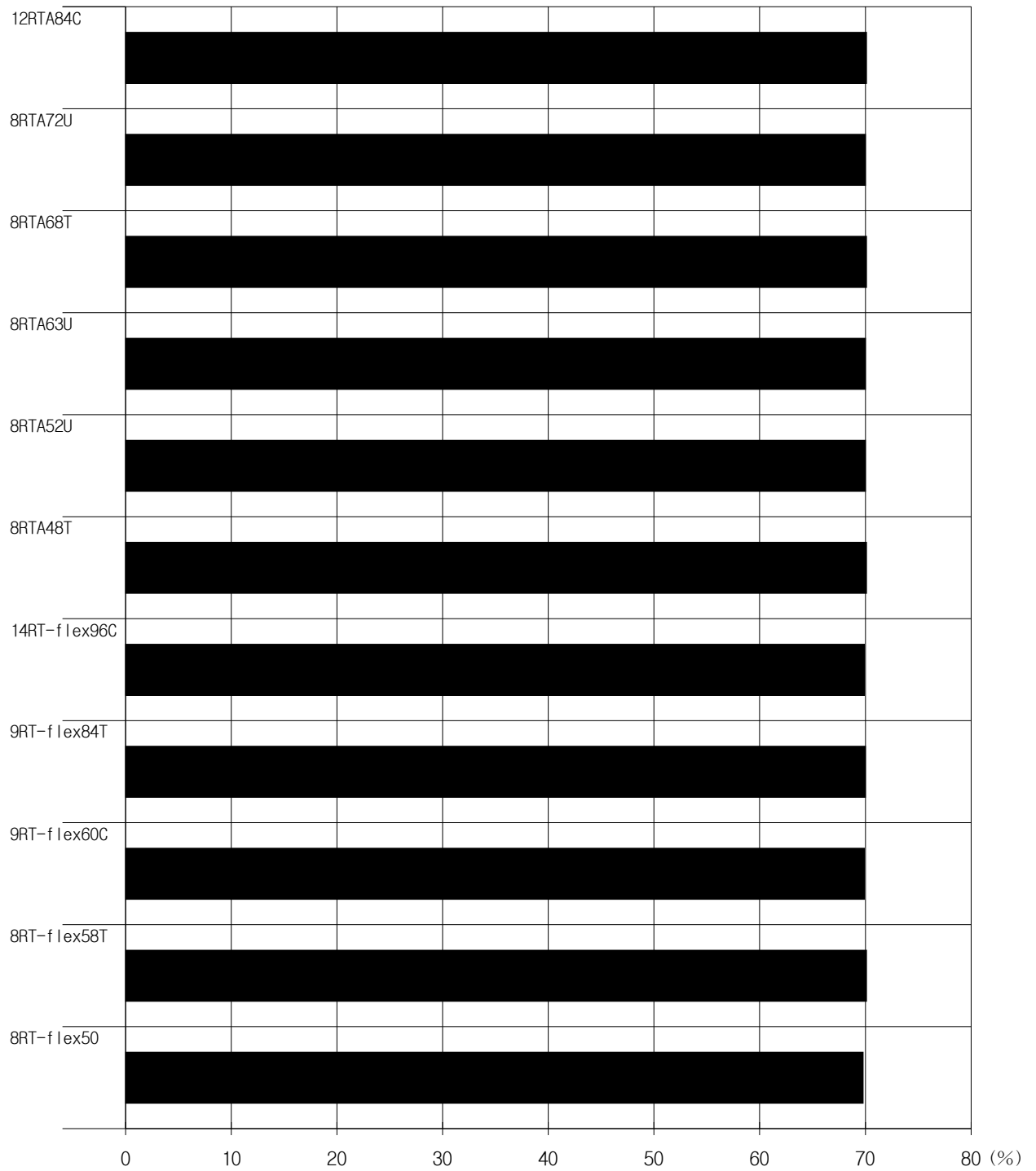


Fig. 5.20 Comparison of load for SULZER engine

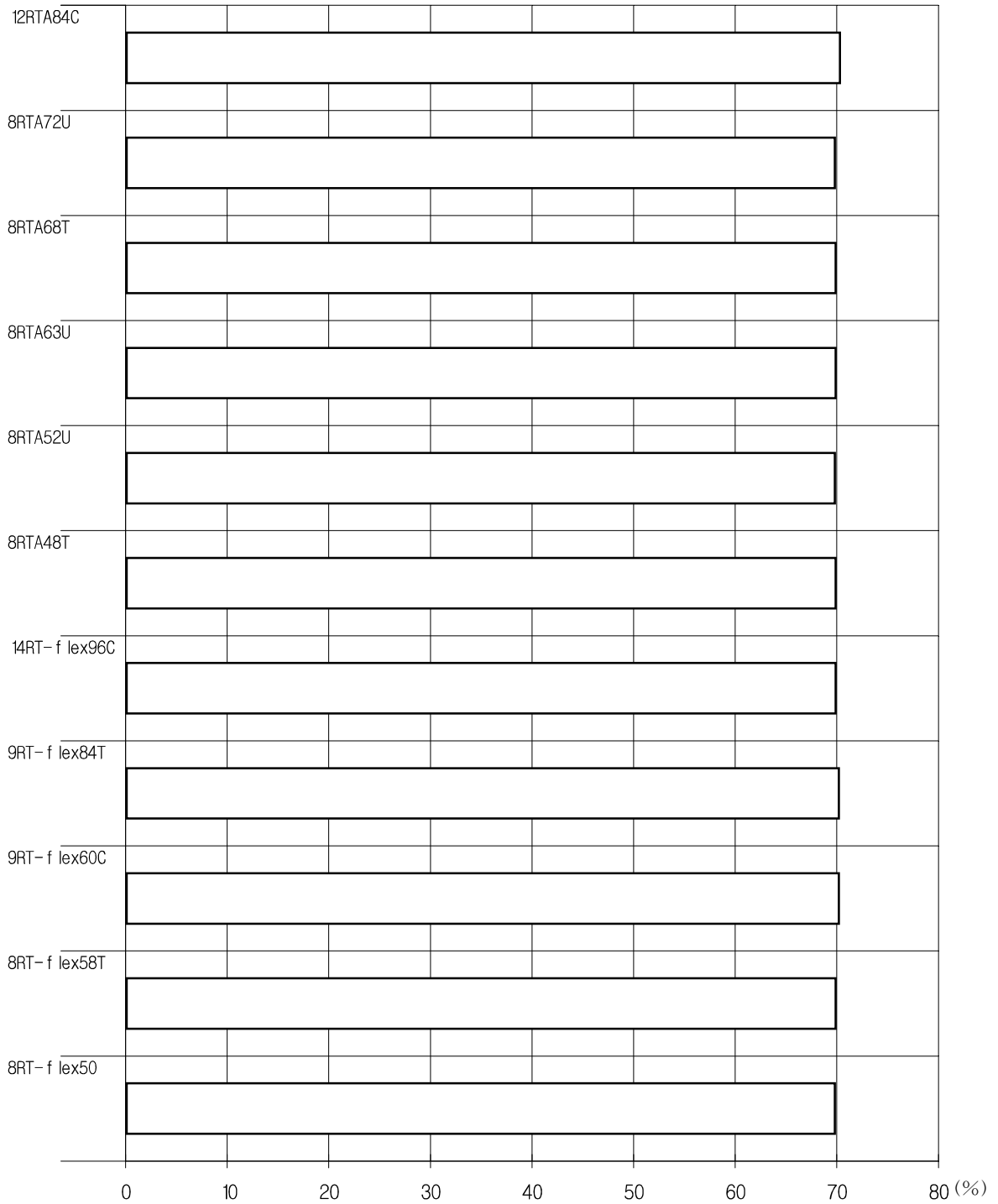


Fig. 5.21 Comparison of MEP for SULZER engine

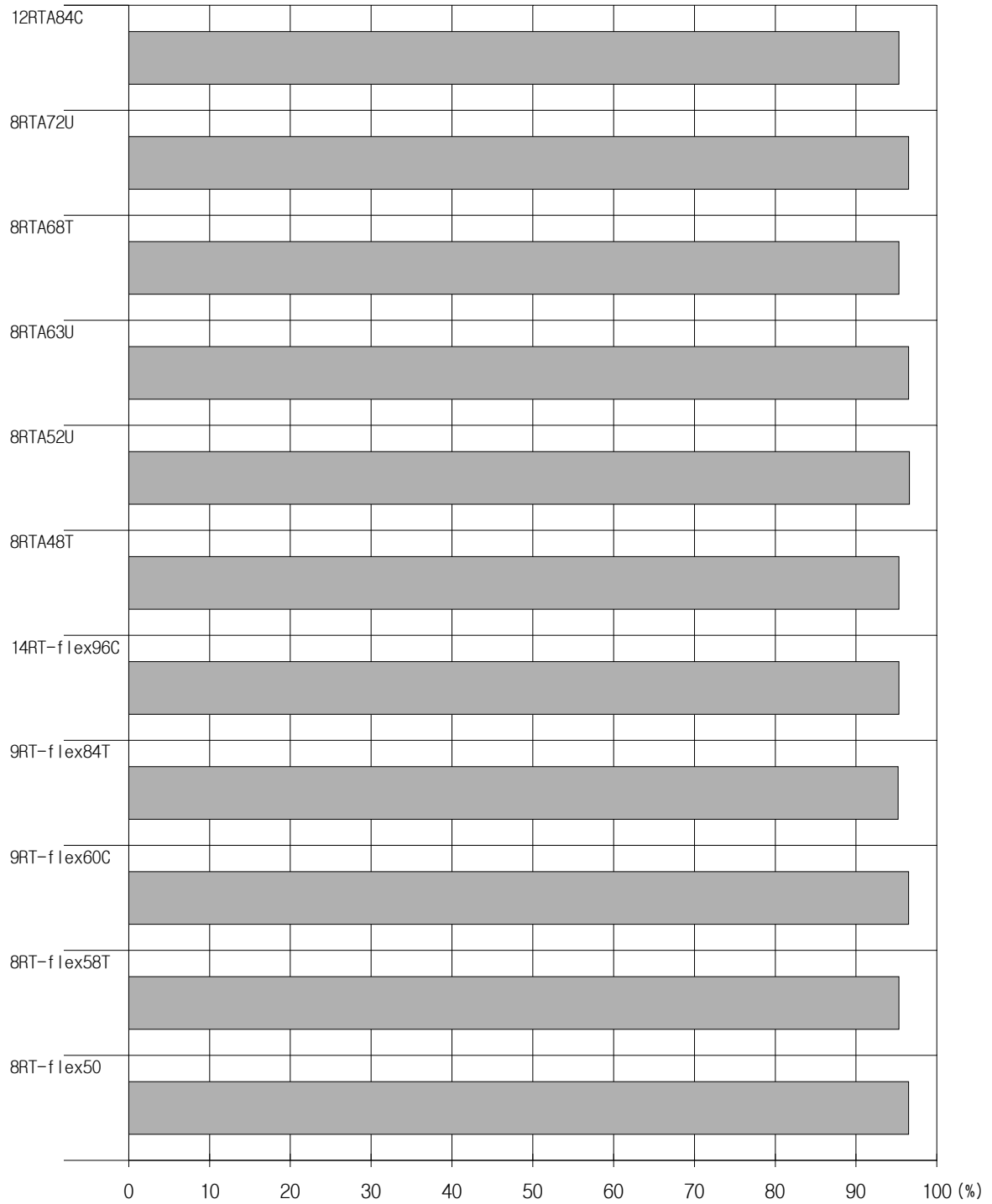


Fig. 5.22 Comparison of SFOC for SULZER engine

제 6 장 Derating의 방법과 최적화(optimizing)

6.1 Derating의 방법에 대한 예

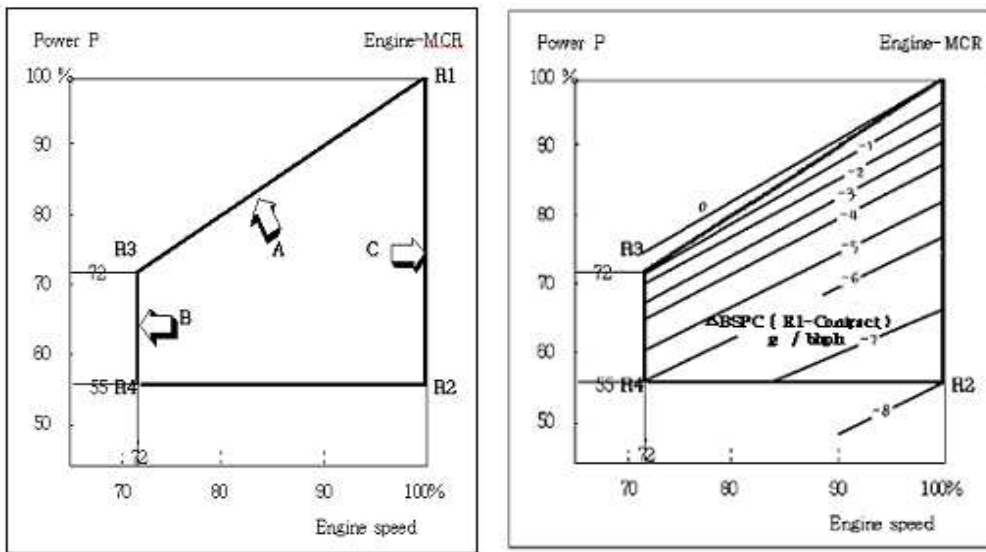


Fig. 6.1 Derating system and SFOC trend of SULZER engine

이 단원에서는 derating에 대한 예시를 SULZER 엔진에 대하여 고찰하였다. Fig. 5.11, 5.12의 엔진 정격 범위도에서 보듯이 MAN B&W사 엔진과 비교해 derating의 범위는 다르나 유사한 형식을 취하고 있다.

일반적으로 정격조정에는 다음과 같은 세 가지 유형이 있다.

(가) 회전수는 원래의 정격으로 유지하고 평균유효압력만을 낮추어 출력을 내리는 경우

Fig.6.1 좌측 C의 경우로서, Table 5.4에서도 R1에서 R2로 조정의 결과를 같이 보여준다. R1과 R2의 비교 대상에 대하여 고찰 하면, 평균유효압력의 조정이 크다는 것을 알 수 있다. 그와 동시에 연료소비율도 적어짐을 우측 그림

에서 알 수 있다. 이 방법은 연료소비량을 줄이는 방법이다.

이 경우에는 연료소비율을 낮추는 동시에 유지관리비를 낮추게 된다. 연료 소비율의 감소가 크고 평균유효압력, 따라서 최고폭발압력이 낮추어지므로 고 장율은 낮아져서 유지관리비가 저감된다. 프로펠러의 직경은 작아지나 회전수가 빨라짐을 뜻한다.

(나) 평균유효압력은 그대로 두고 회전수를 낮추는 경우

그림에서는 A의 경우로서, **Table 5.4**에서 R1에서 R3로의 조정을 뜻한다.

회전수는 낮아지나 오히려 출력은 R2에 비하여 R3가 증가되고 평균유효압 력도 높아지고, 출력과 관련된 연료소비율도 많아짐을 알 수 있다. 이 경우에는 연료소비율의 저감율은 크지 않으나 프로펠러의 직경이 커진 것에 비해 회 전수가 낮추어지므로 추진효율이 향상되어 결과적으로 총 연료소비율은 낮추 어 진다.

최고폭발압력은 그대로 이기 때문에 유지관리비의 저감은 기대하기 어렵다.

(다) 위의 두 가지 경우를 절충하는 경우

그림에서는 B의 경우로서, **Table 5.4**에서 R1에서 R4측으로 조정을 뜻한다.

이는 R1에서 R3로 조정 후 다시 R1에서 R2의 방식을 도입하여 R3에서 R4 로 조정을 한 것이다. 두 가지(회전수와 평균유효압력) 방식을 모두 사용하여 최종 정격은 같으나 R2에 비하여 평균유효압력과 연료소비율이 높다. 그 대 신 프로펠러 직경이 커지고 회전수는 적은 경우이다.

(라) MAN B&W사 엔진의 경우에는 R2에서 R4로의 조정이 다시 회전수와 평균유효압력이 동시에 적은 쪽으로 이루어지고 있는 점이 다르다.

기관의 회전수와 평균유효압력을 낮추어 양자로부터 얻는 이점을 모두 취하 고자 하는 방법으로서 회전수와 평균유효압력을 최적의 상태로 조절하여 소요 마력을 얻는다.

그림의 R₁은 연속최대출력(MCR, maximum continuous rating)을 보이는 점 이다.

이점의 회전수에 대하여 72%의 회전수까지 최고폭발압력을 일정히 유지할 수 있음을 보이고 있으며 그 점이 R₃점이다.

그러므로 최고폭발압력과 평균유효압력을 일정히 유지한 채 이점까지 회전수를 낮추어서 연료소비율은 줄일 수 있으나 그 정도는 별로 크지는 않다.

만약에 회전수와 최고폭발압력을 일정히 유지한 채 평균유효압력을 낮추면 R_2 까지 낮출 수 있으며 이 경우의 출력은 55%로 된다. 즉 프로펠러의 직경이 작아져서 추진기 효율 증대 면에서는 좋지 않다.

여기서 다시 출력을 55%로 유지하고 최고폭발압력만을 일정히 유지하면서 회전수를 72%까지 낮추면 R_4 점이 된다.

R_2 점에서 연료소비율이 가장 낮게 되나 앞서 지적한바와 같이 프로펠러 회전수가 높기 때문에 시스템 전체의 효율로 보면 반드시 경제적이라고 보기 어렵다.

R_1, R_2, R_3, R_4 영역 내에서 임의의점 출력과 회전수를 최적상태로 선택할 수 있으며 이 영역 내에서 최고폭발압력은 허용 최고폭발압력으로 일정하게 조정될 수 있다.

이와 같이 출력의 조정은 프로펠러의 효율과 매우 밀접한 관계가 있으므로 프로펠러의 형상과 크기에 따라 어떤 형태로 정격이 조절될 것인지, 그리고 엔진을 운전하면서 소요되는 비용을 고려하여 가장 적절한 방법이 이용될 것이다.

6.2 각 Derating 점에서의 기관조정 [18]

6.2.1 소기압력

소기압력이 derated 엔진에 맞게 조정이 되어야 한다.

소기압은 아래의 식에 의해 조정된 정격에 맞게 조절이 된다.

이식은 제작자에 의해 다년간 derating을 실행 후 각 타입별로 경험에 의해 얻어진 지식을 공식화 한 것이다.

$$P_{scav}(D) = 2.95 \times \left(\frac{BHP(D)}{BHP(N)} \right)^{0.69} \times \left(\frac{RPM(N)}{RPM(D)} \right)^{0.76} \times \left(\frac{RPM(D)}{88\%RPM} \right)^{0.355}$$

여기서 (D)는 derating 시

(N)은 MC Nomianl Rating시를 나타낸다.

최종항은 RPM이 88.4% 이하의 경우에서만 적용된다.

소기 압력을 조정하기 위한 방법으로 주기관의 터보차저의 노즐 면적을 조절하는 방법을 가장 많이 사용한다.

6.2.2 간극용적 [압축 심(shim) 두께]

연소실의 간극을 조정하여 압축비를 조정하기 위해 피스톤 로드나 컨벡팅 로드사이에 shim을 삽입한다.

적절한 간극을 조절하기 위한 식은 아래와 같다. 여기서는 7 실린더의 엔진을 예를 들어 설명한다.

$$V_c(D)(\%) = \left\{ \frac{BHP(D)}{BHP(N)} \times \frac{RPM(N)}{RPM(D)} \times \left(\frac{88.4\%RPM}{RPM(D)} \right)^2 \right\}^{0.7} \times 100$$

여기서 최종항은 RPM이 88.4% 이하의 경우에서만 적용된다.

6.2.3 배기 타이밍(timing)

배기 타이밍 지연량이 아래 식에 의해 구해진다.

$$\Delta \alpha_E = \left\{ \left(\frac{BHP(D)}{BHP(N)} \right)^{0.5} \times \left(\frac{RPM(N)}{RPM(D)} \right)^{0.348} \times \left(\frac{88.4\%RPM}{RPM(D)} \right)^{0.5} - 1 \right\} \times 47.7$$

여기서 최종항은 RPM이 88.4% 이하의 경우에서만 적용된다.

6.2.4 연료밸브 노즐경

광범위한 derating 영역에서 적당한 분사조건(분사량, 분사기간, 분사압 등)을 구하려면, 연료밸브 노즐경 뿐만 아니라, 연료 분사율을 변경(프란저-plunger, 또는 연료 캠 리프트의 속도를 변경) 해야 한다. 그러나 여기서는 그 선정이 번잡하므로, 연료밸브 노즐경만의 변경하는 경우만을 고찰하기로 한다.

$$d(D) = d(N) \times \left(\frac{BHP(D)}{BHP(N)}\right)^{1/8} \times \left(\frac{BHP(D)}{BHP(N)}\right)^{3/8}$$

의 식에 의해 정격 조정된 엔진의 노즐경의 크기를 구한다.

6.3 Derating시의 장점 및 단점

6.3.1 장점

1) 선택된 정격출력의 연소최고압력은 그 엔진모델 공칭정격출력의 최고압력과 동일한 값을 유지하므로 계약 정격출력이 공칭정격출력보다 낮게 선택될 경우 전체부하 범위에 걸쳐 더욱 낮은 연료소비율이 기대된다.

즉, 연소실 부품의 열부하 허용 범위 내에서는 열역학적으로 볼 때 최고연소압력과 평균유효압력의 비율(P_{max}/P_{me})이 증가 될수록 연료소비율이 낮아지기 때문이다.

2) 계약정격출력이 그 엔진모델의 공칭정격출력보다 낮을 경우 출력의 잠재력이 있으므로 장래 선체의 노령화 또는 용도변경에 대해 출력 및 회전수의 증감 잠재력을 쉽게 이용할 수 있다. 이러한 경우 엔진 자체의 구조 변경 없이 열역학적 최적화(압축비 변경, 연료분사시기 조정, 배기 및 소기시기 조정, 과급기 최적화 등)만에 의해서도 변경된 정격출력으로 손쉽게 엔진을 최적화

시킬 수 있다. 이러한 경우를 up-rating이라 하는데 감소되었던 정격이 되돌려 질려면 그에 따른 주변 기기들이 계약정격출력 보다 큰 용량으로 사용되어지고 있을 때 가능하다.

3) 엔진 제작자 측에서 볼 때 단일 엔진 모델의 출력 융통성이 커지므로, 넓은 범위에 걸쳐 보다 적은 연소실 직경단계를 가질 수 있고, 또 표준화시킬 수 있으므로 엔진의 설계 및 제작단가를 줄일 수 있으며 예비품의 호환성에도 유리하다.

4) 주어진 선체조건하에서 엔진을 저속화 시키면서 프로펠러를 대형화시킴으로서 추진효율을 증대시킬 수 있다.

5) 엔진이 계약정격출력에 비하여 튼튼하여 과부하의 환경에 노출되어도 손상 정도가 적다.

6.3.2 단점

1) 정격조정된 기관은 계약정격출력보다 더 많은 출력을 갖는 기관이기 때문에 크고 무거우며 가격도 그 만큼 고가이다.

2) 그 엔진에 해당하는 부속 보기도 크게 되므로 초기 투자와 운전 관리비용이 증가하게 된다.

3) 엔진 설정 시 보다 운영비에 해당되는 요소들의(연료비, 윤활유비등) 가격이 내려갈 때는 오히려 계획을 수립했던 기간 내에 비용 회수가 불가할 경우가 있다.

4) 엔진의 증가된 무게만큼 화물을 실을 수 있는 능력이 저하되어 운송 수입이 줄어든다.

6.4 Derating 과 엔진 최적화(optimizing) 관계

Derating된 엔진은 모델 공칭마력을 운전 중일 때는 사용하지 못한다. 그 이

유는 정격을 조정하는 과정에서 **단원 6.2**에서와 같이 출력을 낼 수 있는 엔진에 부착된 부속기기들을 조정된 마력에 맞게 최적화했기 때문이다.

Fig. 5.6과 **5.10**에서도 보이듯이 가장 많이 운전되는 출력에서 선주들은 최적화를 요구한다.

엔진 부분부하 최적화란 **Fig. 5.10** 그래프에서 보듯이 엔진의 성능을 부분부하에서 최적화함으로써 결과적으로는 최적화점의 약 80%에서 최소의 연료소비율을 얻게 된다는 개념이다.

최적화의 방법으로는

- 1) 엔진의 터보 차저 매칭(matching)
- 2) 연료 분사 타이밍(timing)과 압축비(compression ratio) 조정 등이 있다.

최적화의 개념은 P_{max}/MEP (P_{max} 를 MEP 로 나눈 값)이 증가하면 일반적으로 연료소비율이 감소된다.

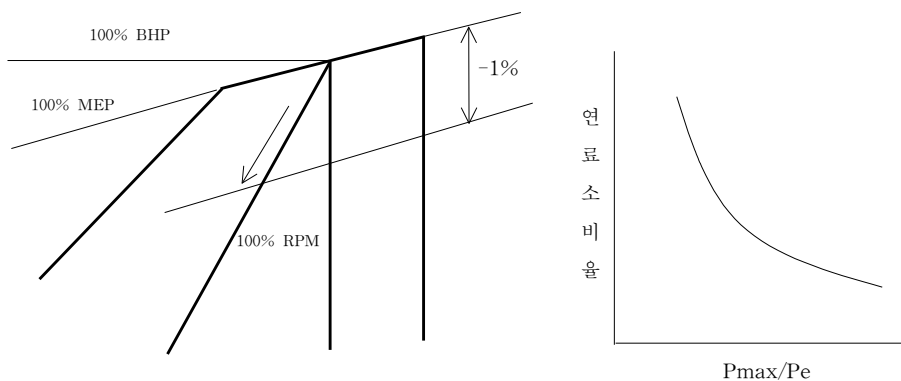


Fig. 6.2 Graph of SFOC trend according to MEP decrease

Fig. 6.2의 좌측 그래프는 MEP 1% 감소하면 연료소비율이 약 0.2%에서 0.25% 절감됨을 보여주는 그래프이다. 우측 그래프에서는 연료 분사 시기의 조정에 의해 P_{max} 가 일정하고 MEP 가 감소하면 연료소비율이 감소 한다는 것을 보여준다.

어떤 엔진을 부분 부하에서 최적화하면 P_{max}/MEP 값은 부분 부하에서 높

아지고 따라서 낮은 최적화 점이 형성되면 그 지점의 부분 부하에서 적은 연료소비율을 얻게 된다.

최적화는 정격의 조정과 관계없이 운전 중 최소 연료소비율을 위해 실행되어지는 작업이다.

제 7 장 결 론

두 번에 걸쳐 발생한 연료유 파동이 높은 열효율의 기관 제작을 요구하였고, 결과적으로 연료소비율이 많이 개선되었다. 운항비 중에 연료가 차지하는 비율이 80%가 넘어가는 고유가 시대에는 의도적으로 주기관의 derating을 적극적으로 시도하였던 시기가 있었다. Derating 엔진에 관하여 선박에서 사용되는 대표적인 제작사 2곳을 대상으로 주기관으로 사용되는 전종의 엔진 정격범위를 회전속도, 부하, 평균유효압력, 연료소비율별로 분류 하여 정격의 범위를 고찰, 분석 하였다. 그리고 대형 선사에서 운항중인 전 선박의 주기관을 모델엔진의 공칭정격과 현재 사용 중인 derating을 비교 분석, 고찰한 결과는 다음과 같다.

(1) 대형 선사의 전 선박에 사용되는 주기관의 NMCR(nominal MCR)과 SMCR(specified MCR)의 차이를 비교한 결과 약 60%의 선박이 차이를 발견하였다.

이 수치가 시사하는 바는 두 가지의 경우를 동시에 포함하고 있다. 첫째는 엔진 제작자와 선주 의견이 합일되어 초기 과투자비용을 운항비용에서 회수가 가능할 때 derating을 실시한 경우이다. 두 번째는 선주가 요구하는 정격의 엔진이 존재하지 않을시 조금 넓은 범위의 정격 엔진을 derating할 경우이다. 첫 번째의 경우는 derating 엔진의 약 15% 정도에 불과하고 나머지는 적은 범위에 걸쳐서 정격이 조정된 경우가 많았다.

(2) 두 엔진 제작사의 derating의 범위와 형태가 크게 차이를 알 수 있었다. MAN B&W 엔진에서는 회전수는 72%까지, 부하는 48%까지이고 SULZER 엔진은 회전수는 80%, 부하는 70%까지 조정이 됨을 알 수 있었다.

(3) Derating시 사용하는 방법으로는 회전수, 평균유효압력 변경하는 방법

을 사용하고 있고, 그의 방법으로는 소기압력 조정, 압축심 조정, 배기 타이밍조정, 연료 펌프/연료밸브 크기 조정, 터보 차저 변경 등이 이용됨을 알 수 있었다.

(4) 선박 주기관을 다루는 운전자는 효율적이고 안전하게 엔진을 운전하기 위해 부하선도에서 주어지는 구성 요소들의 의미를 정확하게 이해하는 것이 필요하다.

차세대의 주력 주기관이 될 전자제어 엔진의 정격범위도 캠축 제어엔진과 차이는 없지만, 작은 범위의 정격조정은 연료유의 분사시기, 분사량 등을 손쉽게 조절할 수 있기 때문에 연료 펌프나, 노즐 등의 복잡한 장치를 변경하지 않고도 간단하게 이루어질 수 있으리라 사료된다.

현재는 다시금 유가가 치솟고 대형 엔진이 개발되어 연료비로 사용되는 비용 또한 천문학적이다. 연료소비율의 절감 측면에서 derating과 최적화를 적절히 조합하여 전자 제어 엔진에 적용한다면 공기 오염도 줄이고 또 다른 형태의 derating도 가능하리라 생각된다.

참 고 문 헌

- [1] 한진중공업 출판, 조선일반(실무중심), p.5, 2004.
- [2] 임상전의 1명, 선박설계-상선설계, 문운당, p.46, 1996.
- [3] MAN B&W Diesel Marine Engine Programme, 2004.
- [4] Engine Derating Concept of MAN B&W & SULZER Engine (I),
현대 중공업, 1993.
- [5] MAN B&W Diesel Course 1996 at the Korea Maritime University,
Pusan, February 5th ~ 10 th, 1966.
- [6] 고봉혁, 선박 추진론, 해문출판사, pp.44~49, 1983.
- [7] 박승균, 해설 조선지식입문, pp.184~185, 2003.
- [8] MAN B&W, instructions, operation for 50-98 MC, p.162, 1997.
- [9] 선박기관기준 개정, p.19, 해양수산부고시2004-67호, 2004.
- [10] 오인호, 선박의 동력 전달과 추진, 일오출판사, pp.163~176.
- [11] 전효중, 축계장치와 프로펠러, 대진출판사, p.141, 2003.
- [12] 현대상선, Diesel 주기관 “Torque Rich” 현상과 출력관리
- [13] 임상전의 1명, 선박설계-상선설계, 문운당, pp.9~10, 1996.
- [14] 임상전의 1명, 선박설계-상선설계, 문운당, p.11
박승균, 해설 조선지식입문, p.328, 2003.

- [15] Engine Derating Concept of MAN B&W & SULZER Engine (I),
현대 중공업, Service Letter no. 73-52/JRD 1993.
- [16] 전효중, 이강기 외 5, 내연기관Ⅲ, pp.22-25.
- [17] 최재성, 전효중, 내연기관강의, 효성출판사. pp.71~72, 2004.
- [18] Engine Derating Concept of MAN B&W & SULZER Engine (I),
현대 중공업, pp.12~22, 1993.

감사의 글

지나고 나서 돌아보니 아쉽게만 느껴지는 짧았던 두해 반이었습니다. 처음 시작쫘엔 설렘과 두려움에 마지막 순간을 그리워하고 갈망도 했던 기억이 생생합니다. 끝이면 모두 좋고 훌가분하게만 느껴지던 생각이 이제는 오히려 나의 무지했던 철없던 시작이 부끄럽게만 느껴집니다. 마지막 논문 작업을 마치며, 탈고는 종지부가 아닌 또 다른 문을 여는 작은 열쇠라는 생각이 듭니다. 산업대학원이라는 어려운 교육환경 속에서도 불구하고 항상 열성적으로 가르쳐 주시고 많은 도움을 주신 지도교수 조 권희교수님께 충심으로 감사드립니다. 그리고 늦은 밤까지 많은 지식을 전달해 주신 최 재성 교수님 및 수업을 담당했던 교수님들, 논문 심사에서 많은 조언을 주신 김 정렬 교수님께 감사의 말씀을 전합니다.

본 학위과정을 이수할 수 있도록 환경을 제공한 한국해양대학교 학교당국에도 감사드립니다.

논문 작성에 옆에서 고생한 연구실 후배 장 태린, 손 민수 대위, 문 병진 대위에게도 고마움을 전하며, 학기동안 같이 공부하고 학문에 대하여 토론했던 동료 이 성관 이사, 선배 이 동훈 대리, 김 인숙씨에게도 행운이 있길 바랍니다.

또한 논문이 완성되기까지 낮에는 교사로서, 집에서는 아내와 자상한 엄마로서, 나의 컴퓨터 선생이자 논문 지도자로서, 저녁에는 대학원생으로서 철인을 방불케하는 사랑하는 아내 차 승희, 아들 형기와 딸 세영이와도 논문 완성의 기쁨을 나누고 싶습니다.

훌륭한 딸을 길러 나에게 시집을 보내주신 장인 장모님과 일찍이 고인이 되신 부모님 그리고 옆에서 항상 도움을 주신 형님 박 태용, 수용, 동생 태곤, 누님 내외분과, 17년간 나의 바다 생활의 터전이 되었던 현대상선에 이 작은 결실을 바칩니다.