

工學碩士 學位論文

超大型 컨테이너 運搬船의 推進  
軸系 最適 配置에 관한 研究

A Study on the Optimal Alignment of Propulsion  
Shafting for Extra Large Container Carrier



指導教授 金正烈

2013 年 2 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

孔炳賢

本 論 文 을 孔 炳 賢 의 工 學 碩 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함 .

委 員 長 工 學 博 士 趙 權 回 ( 印 )

委 員 工 學 博 士 吉 炳 來 ( 印 )

委 員 工 學 博 士 金 正 烈 ( 印 )

2012年 12月 10日

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

# 목 차

List of Tables .....	iii
List of Figures .....	iv
Abstract .....	vii
제 1 장 서 론 .....	1
1.1 연구의 배경 .....	1
1.2 연구의 목적 .....	3
1.3 논문의 내용 및 구성 .....	4
제 2 장 축계 정렬의 이론적 해석 .....	5
2.1 기본식의 유도 .....	5
2.1.1 횡하중과 모멘트하중을 받는 부등 단면보의 절점방정식 .....	5
2.1.2 횡하중과 모멘트하중을 받는 보의 강성매트릭스 .....	8
2.2 절점 방정식의 해법 .....	9
2.2.1 절점 방정식의 해법 .....	9
2.2.2 지점의 처리 .....	10
2.3 반력 영향 계수의 계산 .....	11
제 3 장 축계 정렬 과정 .....	13
3.1 가건투 .....	14
3.2 경사 보링 .....	15

3.3 엔진 베드플레이트 프리 새깅 .....	16
3.4 겹색 .....	17
3.5 크랭크 샤프트 디플렉션 측정 .....	20
<b>제 4 장 작업에 의한 축계 베어링의 반력 측정 .....</b>	<b>22</b>
4.1 작업 방법과 장단점 .....	22
4.2 작업 곡선 분석 .....	24
4.3 메인 베어링의 작업 방법 .....	26
4.4 최후부 메인 엔진 베어링 측정 방법 .....	29
4.5 전부 선미관 베어링과 중간축 베어링 측정 방법 .....	34
4.6 작업 데이터를 이용한 실제 베어링 지지 하중 계산 방법 .....	36
<b>제 5 장 실선 축계의 최적 배치 방안 연구 .....</b>	<b>38</b>
5.1 이론에 의한 축계 베어링 반력 해석 .....	39
5.2 축계 배치 최적화 안 .....	42
5.2.1 주기관 베어링개수 고려에 따른 반력 비교 분석 .....	42
5.2.2 열팽창 효과 고려에 따른 반력 비교 분석 .....	44
5.2.3 베어링 최대 허용하중을 고려한 S/T 베어링의 경사 계산 .....	48
5.2.4 베어링 탄성체 지지를 고려한 베어링 반력 분석 .....	51
5.2.5 실선 축계의 베어링 반력 측정 .....	60
<b>제 6 장 결 론 .....</b>	<b>63</b>
<b>참고 문헌 .....</b>	<b>64</b>

## List of Tables

<b>Table 3.1</b>	Crankweb deflection limits before chocking .....	21
<b>Table 3.2</b>	Crankweb deflection limits for ship's service .....	21
<b>Table 4.1</b>	Static main bearing load limits for new alignment of Sulzer engines .....	31
<b>Table 4.2</b>	Acceptable bearing loads for various engine type of MAN B&W .....	32
<b>Table 5.1</b>	Specification of shafting system .....	38
<b>Table 5.2</b>	Recommended static load .....	44
<b>Table 5.3</b>	Static load of main bearing .....	44
<b>Table 5.4</b>	Calculation results of each bearing offsets at different temperature at setting condition .....	47
<b>Table 5.5</b>	Results calculated by H classification society program at each bearing with infinite stiffness .....	55
<b>Table 5.6</b>	Results calculated at each bearing considering elastic support .....	57
<b>Table 5.7</b>	Actual measurement result of each bearings by using jack-up method .....	60

## List of Figures

Fig. 2.1 Unequal section beam .....	5
Fig. 2.2 Coordinates system of beam element and forces of end-section .....	8
Fig. 2.3 Management processing of supporting point .....	11
Fig. 2.4 Nodal point displacement .....	12
Fig. 3.1 Example of pre-sighting .....	14
Fig. 3.2 Stern tube bearing slope measurement check sheet .....	16
Fig. 3.3 Adjusting of support point for pre-sag .....	17
Fig. 3.4 Gap and sag .....	20
Fig. 4.1 Jack-up curve .....	23
Fig. 4.2 Jack-up curve for analysis .....	25
Fig. 4.3 Jack-up measurement of bearing reaction inside diesel engine .....	27
Fig. 4.4 Jack-up curve for main engine bearing .....	28
Fig. 4.5 Jack-up curve on the unload condition .....	28
Fig. 4.6 Jack-up measurement for aftmost main bearing .....	30
Fig. 4.7 Dial gage position for aftmost main bearing jack-up measurement .....	30

<b>Fig. 4.8</b>	Example of reaction measurement of stern tube forward bearing .....	35
<b>Fig. 4.9</b>	Reaction measurement of intermediate shaft bearing .....	35
<b>Fig. 4.10</b>	Jack-up curve of intermediate shaft bearing .....	36
<b>Fig. 4.11</b>	Bearing(B) and jack(J) position for jack-up measurement .....	37
<b>Fig. 5.1</b>	Shaft model used to calculate shaft alignment for 13,100 TEU container carrier .....	40
<b>Fig. 5.2</b>	Calculation result of reaction for reaction force at cold(20°C) and static condition by half immersed propeller .....	40
<b>Fig. 5.3</b>	Calculation result of reaction for reaction force at hot(55°C) and dynamic condition by full immersed propeller .....	41
<b>Fig. 5.4</b>	Deviation of reaction forces between dynamic and static conditions in propulsion shafting .....	41
<b>Fig. 5.5</b>	Bearing number considered in the calculation of alignment for propulsion shafting .....	43
<b>Fig. 5.6</b>	Height for calculating the thermal rise of the main bearings .....	46
<b>Fig. 5.7</b>	Bearing reaction according to thermal rise of the main bearings and intermediate shaft bearings at static condition .....	48
<b>Fig. 5.8</b>	Deflection curve at M/E running condition .....	49
<b>Fig. 5.9</b>	Modification of AFT stern tube bush .....	50
<b>Fig. 5.10</b>	Double slope machining .....	50

<b>Fig. 5.11</b>	Measurement result of S/T bearing slope machining .....	51
<b>Fig. 5.12</b>	Initial condition for bearing of M/E .....	52
<b>Fig. 5.13</b>	Calculation result of reaction forces at each bearing .....	56
<b>Fig. 5.14</b>	Calculation result of pressure at each bearing .....	56
<b>Fig. 5.15</b>	Calculation result of reaction forces at each bearing .....	58
<b>Fig. 5.16</b>	Calculation result of pressure at each bearing .....	58
<b>Fig. 5.17</b>	Comparison with reaction forces between infinite stiff bearing and flexible bearing .....	59
<b>Fig. 5.18</b>	Measurement result of MB1 .....	60
<b>Fig. 5.19</b>	Measurement result of MB2 .....	61
<b>Fig. 5.20</b>	Measurement result of MB3 .....	61
<b>Fig. 5.21</b>	Comparison of bearing load between design and jack-up data .....	62



# **A Study on the Optimal Alignment of Propulsion Shafting for Extra Large Container Carrier**

**Byoung-Hyun Kong**

**Department of Marine System Engineering  
Graduate School  
Korea Maritime University**

**(Supervisor : Prof. Jeong-Ryul Kim)**



## **Abstract**

Recently, the stiffness of designed marine propulsion shafting has been increasing remarkably according to increasing of ship's size and the resultant increase of shaft diameters. On the other hand, hull structures have become more flexible as a result of scantling optimization and increase in ship length.

Consequently, the alignment of a propulsion shafting system has become more sensitive to hull structures. And the alignment can be misleading especially when some facts are not taken into consideration. This fact has led to the bearing damage related inadequate analysis, inadequate practices of the shipyard in conducting the alignment and a lack of defined analytical criteria.

Ideally, a shaft alignment analysis should be performed for maximum allowable alignment tolerances, resulting in acceptable bearing reactions and

misalignment angles under all operating conditions of the vessel (loaded, ballast, hot and cold) and thermal deformation of engine bed plate.

The purpose of this paper is to verify a reliable optimum shafting alignment for extra large container vessel. Therefore shafting design and installation to static and running condition for the optimal shafting installation of extra large container vessels with the long shaft would be introduced. Furthermore, considering the effects of main engine bearing's numbers and thermal deformation, the calculation was performed.

Also the results were investigated when vertical direction stiffness is considered to linear and rigid support. As a result, off-set of the long shaft was few changes, but in case of short shaft, the bearing reaction force of MB1 was possible to unload state or negative load condition (-) due to off-set's changes by elasticity. And at the installed shafting on the basis of the shafting alignment calculation process, design results were compared with the value of that by the jack-up method to measure the reaction force of each bearing in order to clarify the paper. Conclusively this vessel measured at the bearing reaction force showed that close to the design value.

But first of all, the shafting alignment process mentioned is to be carried out under the effective control on the basis of optimal design in order to derive satisfactory results in the field.

Lastly this paper introduced the shafting alignment analysis result by using programs of H classification society and shaft alignment through the eyes of the optimal design strategies was sought.

# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구의 배경

선박의 추진 축계를 일직선으로 정렬하는 경우 각 베어링의 하중 배분이 고르지 못하므로 선미관 베어링의 이상마멸, 중간축 베어링의 무부하 상태 또는 과부하, 감속치차 치의 마멸, 파손 등의 문제가 발생할 수 있다. 축계 정렬의 이론 해석은 직선정렬 때의 하중 분배를 계산하고 각 지지 베어링을 단위 높이만큼 변화시켰을 때의 하중변화량 즉, 반력영향계수를 계산해서 각 베어링의 정렬을 수직 및 전후방향으로 조절하여 자연곡선에 가깝게 정렬하기 위한 것이다. 또한 이런 정렬이어야만 여러 선체 적재 상태에서 베어링 하중의 변화가 둔감하고 안정하게 된다.

이에 관한 연구는 1950년대 후반부터 미국 해군에서 시작하여 점차 일반 선박으로 확대되었으며 1960년대 후반부터 1970년대 초반에 걸쳐 각 조선소, 선급협회에서 활발히 진행되어 왔다.<sup>[1][2][3][4][5]</sup>

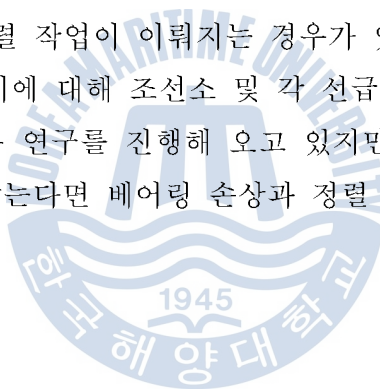
기존 축계 정렬에 따른 손상은 후부 선미관 베어링의 끝단에 과도한 부하가 발생하여 베어링이 마멸되는 경우가 대부분을 차지하고 있었으며 축계 정렬은 후부 선미관 베어링에 있어 선미쪽 끝단 하중의 완화를 주된 목적으로 시행되어 왔다. 후부 선미관 베어링의 부하가 선급협회에서 규정하는 기준치 이상인 경우 베어링을 다중 경사로 보링함으로서 후부 선미관 베어링의 부하가 균등하게 분포되도록 하고 있다.

하지만 최근 설계된 해상 추진축의 강성(stiffness)이 엔진 고출력 하에 따라 상당히 증가되어 온 반면, 메인 엔진 베드를 포함한 선체 구조는 고장력강의 사용과 선체의 최적화된 설계의 결과로 좀 더 쉽게 변형하게 되었다.<sup>[6]</sup> 이는 선체 및 메인 엔진 베드의 변형에 추진축계가 추종하기가 힘들어 졌으며, 베어링 간격이 좁을 경우 정렬 변화에 대한 감도가 높게 되고 베어링의 윽셋이 다른 운전 조건 아래에서 좀 더 변화하기 쉽다는 것을 보여준다. 다시 말해 흡수의 차이 및

온도에 의한 열변형 등에 기인하는 기관실 이중저 및 주기관 베드의 변형으로 정교한 축계배치가 요구되며, 또한 이의 실패는 중간축 베어링, 선미관 베어링 및 메인 엔진 베어링의 손상 원인이 될 수 있다.

따라서 추진축계 배치의 최적치를 설계 단계에서 얻기 위해서는 해석 시 선박의 적하 하중에 따른 베어링 반력의 변화, 운항에 따른 메인 엔진의 변형 및 프로펠러 추력에 의해 발생하는 굽힘모멘트, 하중에 대해 연직방향으로 작용하는 베어링의 탄성변형 등을 함께 고려하여야 한다.<sup>[7]</sup>

또한 무엇보다 정렬과정에서 생기는 부정확성과 불일치를 고려하여야 한다. 축계 정렬 과정이 대부분의 구조물이 완성되고 용접되어진 후에 이뤄진다면 어떠한 심각한 구조적 변화는 일어나지 않을 것이다. 하지만 종종 주요 구조 작업이 끝나기 전에 축계 정렬 작업이 이뤄지는 경우가 있다. 여기서 축계 정렬의 문제점이 발생하게 된다. 이에 대해 조선소 및 각 선급에서 축계 배치로 인한 손상을 최소화하기 위해 많은 연구를 진행해 오고 있지만 축계 설치 및 정렬에 대해 전반적인 제어가 되지 않는다면 베어링 손상과 정렬 실패의 원인이 될 수 있다.



## 1.2 연구의 목적

최근 축계 정렬과 관련된 손상이 종종 발생하고 있다. 정렬과 관련된 손상은 설계 단계에서의 불충분한 분석, 그리고 정렬을 수행하는 현장에서의 실수에서 대부분이 유래한다. 이를 방지하기 위하여 선급협회에서는 선급 규정 이외에 축계 정렬에 대한 지침서를 제공하고 있으며, 각 조선소는 이를 기반으로 하여 자체 설계 및 품질 관리 시스템을 두어 운영해 오고 있다.<sup>[8],[9]</sup>

추진축계 정렬은 베어링 오프셋(off-set)값, 베어링 반력, 축 결합 후의 각 상태(냉각, 가열, 운전 상태)에서의 축계 휘임, 크랭크 축의 웹 디플렉션, 축과 베어링의 강도 등이 고려되어 진다. 위에서 고려한 요소들은 선박의 적재 상태에 따른 선체 변형, 온도변화에 따른 열변형, 그리고 프로펠러 추력 및 부력에 의한 프로펠러의 중량 변화에 영향을 받을 것이다. 물론 열변형에 의한 베어링 오프셋값의 변화는 선체 변형과 달리 베어링에 국부적으로 발생할 수도 있다.

또한 선체 변형은 일정한 크기로 정해진 것이 아니고 선박의 해상 운항 조건과 기타 선박 적하 조건에 따라 달라질 수 있어 예측하기가 쉽지 않다. 따라서 이러한 문제점을 줄이기 위해 흘수 변화 및 운항 조건에 따른 선체 변형을 고려한 베어링 하중 분포를 계산하며, 정적 및 동적 상태에서의 축계 정렬 계산을 통한 충분한 해석 결과를 바탕으로 축계 정렬을 시행해야 한다. 다시 말해 대형컨테이너선의 경우 상기 제기한 프로펠러의 대형화 및 선체 변형을 고려한 정렬 해석이 필요로 하게 된다.

이에 본 연구에서는 프로펠러의 추력 및 선체 변형, 온도에 따른 열팽창에 기인하는 기관실 이중저 및 주기관 베드의 변형 그리고 베어링의 탄성을 고려한 베어링 하중 분석 및 영향 계수를 분석하여 최적의 축계 설계 방안을 제시하고자 한다. 이를 위하여 축계 배치 계산을 위해 Wärtsilä 엔진 등 대형 엔진 제조사의 엔진 거치 기준을 참조하고, H 선급의 축계 배치 프로그램을 이용하여 검토하고 현장에서 잭업(jack up) 계측을 통한 그 신뢰성을 검증하고자 한다.

### 1.3 논문의 내용 및 구성

본 논문은 총 6 장으로 구성되어 있고, 제 1장에서는 연구의 배경 및 목적, 논문의 구성에 대하여 소개하고 있다.

제 2 장은 축계 배치의 이론적 해석 방법에 대해서 설명한다. 이러한 해석에는 여러 가지 방법이 있으나 본 장에서는 복잡한 구조물 해석에 널리 이용되는 매트릭스 구조해석법에 대해서 설명한다. 축계 정렬 과정 및 절차는 한가지로 정형화되어 있지 않으며, 일정 부분은 조선소의 숙련도와 경험에 달려 있다.

제 3 장은 선급협회에서 장려하고 현재 조선소에서 실행하고 있는 축계 정렬 과정에 대해서 설명한다.

이에 상응하여 축계 베어링 반력 측정법에는 직접 유압잭으로 축을 올림으로써 베어링의 반력을 확인하는 작업에 의한 방법과 스트레인 게이지를 축에 부착하여 이것으로부터 얻은 굽힘 모멘트 값을 이용하여 간접적으로 베어링 반력을 구하는 스트레인 게이지법이 있다. 작업법은 간단한 장비와 작업의 용이성 때문에 조선소에서 실제로 가장 많이 사용하는 방법이나 잘못된 측정으로 인해 실제 베어링 반력과 다른 결과를 가져오는 경우가 종종 발생한다. 이를 방지하기 위해 제 4 장에서는 작업법에 의한 베어링 반력 측정의 일반적인 설명과 장단점, 그리고 통상적으로 조선소에서 측정하는 작업에 의한 베어링 반력 측정법을 기술한다.

제 5 장에서는 대형 조선소에서 건조한 13,100 TEU 의 대형 컨테이너선을 연구 대상으로 삼고, H 선급의 축계 정렬 프로그램을 이용하여 축계 배치가 이론적으로 최적이 되는 것을 확인한다.

마지막으로 제 6 장은 이 연구에서 얻은 결과를 요약한다.

## 제 2 장 축계 정렬의 이론적 해석

### 2.1 기본식 유도

베어링 반력의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되고 있으나, 본 논문에서는 복잡한 구조해석에 널리 이용되는 “매트릭스 구조해석법”에 의한 방법에 관하여 설명 하고자 한다.<sup>[10]</sup>

#### 2.1.1 횡하중과 모멘트하중을 받는 부등 단면보의 절점방정식

최근 프레임이나 연속체의 구조 역학적 해석법으로서 매트릭스법이 많이 이용되고 있는데 이것의 기초가 되는 것은 강성 매트릭스(stiffness matrix)이다. **Fig. 2.1(a)**와 같은 부등 단면보를 등단면으로 간주할 수 있을 정도까지 미세한 구간으로 세분하고 각 구간마다 강성 매트릭스를 비롯하여 외력의 벡터, 단면력의 벡터 등을 구하면 절점방정식은 식 (2.1)과 같이 나타낼 수 있다.

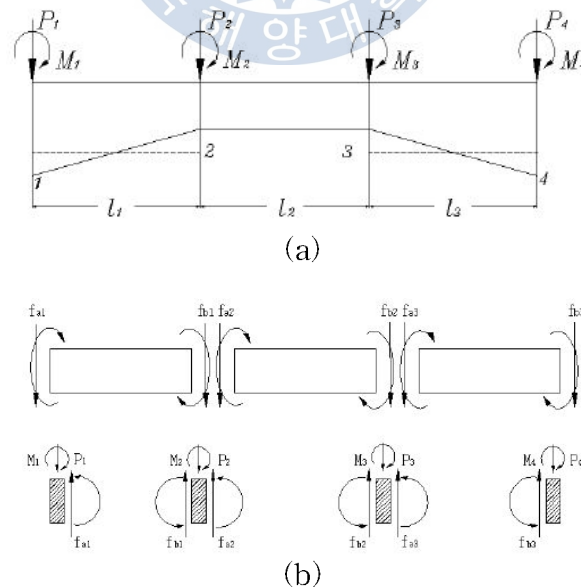


Fig. 2.1 Unequal section beam

$$\left. \begin{aligned}
 f_{a1} &= k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} + f_{fa1} \\
 f_{b1} &= k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + f_{fb1} \\
 f_{a2} &= k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} + f_{fa2} \\
 f_{b2} &= k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + f_{fb2} \\
 f_{a3} &= k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} + f_{fa3} \\
 f_{b3} &= k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} + f_{fb3}
 \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

여기서,

- $f_{a1}, \dots, f_{b3}$  : 각 절점에 작용하는 외력
- $f_{fa1}$  :  $a_1$ 의 고정단 단면력 (양단  $a, b$ 를 고정하였을 때 작용외력에 의하여  $a, b$ 단에 생기는 단면력)
- $k_{aa1}$  :  $a$ 점에 단위변위를 일으키기 위하여  $a_1$ 점에 가하여야 할 힘
- $k_{ab1}$  :  $a$ 점에 단위변위를 일으키기 위하여  $b_1$ 점에 가하여야 할 힘
- $U_{a1}$  :  $a_1$ 점의 변위
- $U_{b1}$  :  $b_1$ 점의 변위

Fig. 2.1(b)를 참조하면 식 (2.2)와 같이 된다.

$$\left. \begin{aligned}
 f_{a1} &= P_1 \\
 f_{b1} + f_{a2} &= P_2 \\
 f_{b2} + f_{a3} &= P_3 \\
 f_{b3} &= P_4
 \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

또한, 부재단의 변위는 이것이 연결되는 절점의 변위와 같으므로 식 (2.3)과 같이 된다.



$$\left. \begin{aligned} U_{a1} &= U_{P1} \\ U_{b1} &= U_{a2} = U_{P2} \\ U_{b2} &= U_{a3} = U_{P3} \\ U_{b3} &= U_{P4} \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

여기서  $P_1 \sim P_4$  는 절점에 작용하는 외력,  $U_{P1} \sim U_{P4}$  는 절점의 변위로서 각각  $f_a, f_b$  와  $U_a, U_b$  와 같은 내용의 성분을 갖는 벡터이다. 식 (2.1)을 식 (2.2)에 대입하면,

$$\left. \begin{aligned} k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} &= P_1 - f_{fa1} \\ k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} &= P_2 - f_{fa2} - f_{fb1} \\ k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} &= P_3 - f_{fa3} - f_{fb2} \\ k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} &= P_4 - f_{fb3} \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

윗 식의  $U_{a1}, U_{b1}, \dots$  을 식 (2.3)을 이용하여  $U_{P1} \sim U_{P4}$  로 치환하면 다음 식 (2.5)와 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k_{aa1} & k_{ab1} & 0 & 0 \\ k_{ba1} & k_{bb1} + k_{aa2} & k_{ab2} & 0 \\ 0 & k_{ba2} & k_{bb2} + k_{aa3} & k_{ab3} \\ 0 & 0 & k_{ba3} & k_{bb3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{P1} \\ U_{P2} \\ U_{P3} \\ U_{P4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{fa1} + 0 \\ f_{fa2} + f_{fb1} \\ f_{fb3} + f_{fb2} \\ 0 + f_{fb3} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

식 (2.5)가 Fig. 2.1(a)의 보의 절점방정식이다. 우변의 최초의 벡터는 절점에 작용하는 외력이고 제 2의 벡터는 각 부재의 고정단 단면력을 절점마다 모은 것으로서 각 부재의 중간에 작용하는 외력을 절점하중으로 변환한 것이다. 좌변의 계수 행렬은 보 전체의 강성 매트릭스이다. 식 (2.1)에 대입하면 각 부재의 부재단 단면력  $f_{fa1} \sim f_{fb3}$  등을 구할 수 있다.

### 2.1.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 보의 강성매트릭스

부재 AB에 대하여 Fig. 2.2와 같이 좌표계를 정하고 좌표의 방향과 부재에 작용하는 단면력의 방향을 일치시킨다. 보의 길이를  $l$ , 종탄성 계수를  $E$ , 단면 2차 모멘트를  $I$ 라 하면 강성 매트릭스는 식 (2.6)과 같이 된다. 이러한 관계식은 카스틸리아노(Castigliano)의 정리와 맥스웰-베티(Maxwell-Betti)의 상반정리를 이용하면 비교적 간단하게 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} S_a \\ M_a \\ S_b \\ M_b \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

따라서 횡하중  $S_a$ ,  $S_b$ 와 모멘트 하중  $M_a$ ,  $M_b$ 를 받는 보의 기본식은 다음과 같다.

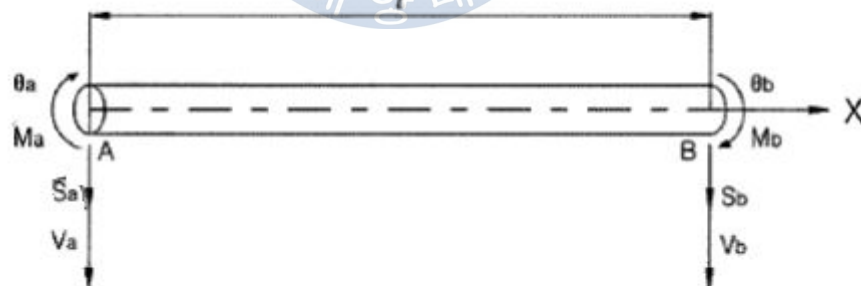


Fig. 2.2 Coordinates system of beam element and forces of end-section

$$\begin{bmatrix} S_a \\ M_a \\ \dots \\ S_b \\ M_b \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & \dots & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & \dots & -6l & 2l^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ -12 & -6l & \dots & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & \dots & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ \dots \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} S_{fa} \\ M_{fa} \\ \dots \\ S_{fb} \\ M_{fb} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

여기서  $S_{fa}$ ,  $S_{fb}$ ,  $M_{fa}$ ,  $M_{fb}$ 는 각 절점에서의 외력에 의한 횡하중과 모멘트 하중을 나타낸다. 식 (2.7)을 간략하게 표시하면 식 (2.8)과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} f_a \\ f_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{aa} & k_{ab} \\ k_{ba} & k_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_a \\ U_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{fa} \\ f_{fb} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

연속보를 임의의 부재로  $n$  분할하였을 때 각 부재에 대하여 식 (2.6)을 구하고 이들을 합성하여 전체 보에 대한 종합 강성 매트릭스를 구한다. 종합강성 매트릭스는 식 (2.5)의 좌변에 보이는 바와 같이 첫 번째 부재와 두 번째 부재의 강성매트릭스를 합성하여 구한다. 이 때 첫 번째 부재의  $U_b$ 는 두 번째 부재의  $U_a$ 와 같으므로 첫 번째 부재의 강성 매트릭스의  $k_{bb}$ 와 두 번째 부재의 강성 매트릭스의  $k_{aa}$ 를 합하면 된다. 이와 같이 순차적으로 종합하면 전체구조물에 대한 종합강성 매트릭스를 구할 수 있다.

## 2.2 절점 방정식의 해법

### 2.2.1 절점 방정식의 해법

횡하중과 모멘트하중을 받는 부등단면보를  $n$ 분할하여 앞의 방법으로 절점방정식을 구하면 차수는  $(2n+2)$ 가 된다. 따라서 통상의 박용기관 축계에 있어 단면의 변화가 있는 곳과 지지점 등에 절점을 설치할 경우 절점 방정식에 포함되는 매트릭스의 차수는 최소한 수 십차로 복잡하게 된다. 식 (2.5)를 간단하게 표현하면 식 (2.9)와 같다.

$$KU = P - f \quad (2.9)$$

여기에서  $f$ 를 좌변으로 이항하여 정리하면 식 (2.10)과 같이 된다.

$$P = KU + f \quad (2.10)$$

여기에서  $K$ 의 역 매트릭스는 유연 매트릭스(flexibility matrix)가 되는데 이를 식 (2.9)의 좌측에 곱하면 식 (2.11)이 된다.

$$U = K^{-1}(P - f) \quad (2.11)$$

식 (2.11)로 부터 각 절점의 변위(상하변위와 각 변위)가 구하여진다. 각 지지 베어링의 반력은 일반적으로 일종의 외력이므로  $P$ 항 중에 포함되며, 따라서 식 (2.11)의 결과를 식 (2.10)에 대입하면  $P$ 항, 즉 미지의 지점반력이 구하여진다.

### 2.2.2 지점의 처리

**Fig. 2.3**과 같이 절점 ①에 지점이 있는 경우에는 변위  $V_1$ 이 영이고 지점 반력  $-R_1$  [아래 방향의 힘을 (+)로 취하고 있으므로 반력은 (-)이다]이 생긴다. 반력도 작용 외력의 일종이므로 하중항  $P$ 에 포함시켜야 한다. 그러나 계산 초기에 있어 반력은 미지수이므로 이것을 우변에 그대로 둘 수 없으며 좌변으로 옮기든가  $R_1$ 을 포함하는 방정식을 제거할 필요가 있다. 제거하는 것이 강성매트릭스가 대칭으로 되어 계산이 편리하게 된다. 행을 제거하는 조작은 강성매트릭스의 제 1행의 요소를 영으로 놓으면 된다.(**Fig. 2.3(b)** 참조) 또한 변위를 영으로 하는 대신에 강성매트릭스의 제 1열을 영으로 한다.

이상의 결과를 정리하면 지점의 처리는 그 지점과 같은 번호의 강성매트릭스의 행과 열의 요소를 영으로 놓으면 된다. 이 때 행과 열이 모두 영으로 된 강성매트릭스는 역 매트릭스 계산이 불가능하므로 이것을 축소시켜 역 매트릭스를 계산한 다음 다시 원상태로 확대하면 된다. 그러나 실제 전산프로그램 작성상에 이 조작은 상당히 번잡하므로 행과 열을 영으로 한 다음 대각 요소만을 1로 놓

아 역 매트릭스를 계산하는 것이 편리하다.

지점이 절점 ⑤와 같이 탄성 지지되는 경우에는 절점의 변위에 비례하는 반력  $R_5 = KV_5$  ( $K$ 는 스프링 정수)가 생긴다. 이것도 하중 항  $P$ 에 포함시켜야 하는데  $V_5$ 를 포함하는 항을 우변에 둘 수 없다. 이것을 좌변으로 옮겨서 강성매트릭스의 (5, 5)요소에  $K$ 를 합산하면 된다. 이와 같은 방법으로 각 지지점의 반력을 계산할 수 있다.

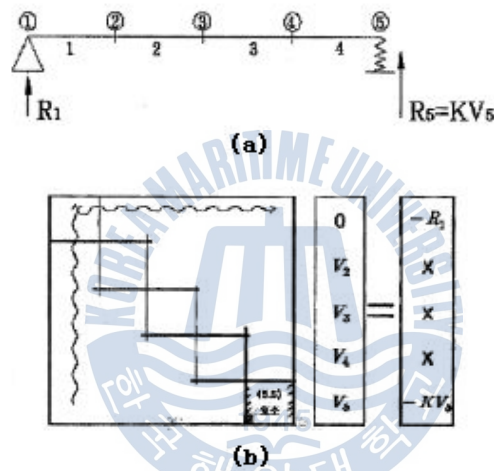


Fig. 2.3 Management processing of supporting points

### 2.3 반력 영향계수의 계산

지금 어떤 절점이 주어진 양만큼 이동하였을 경우 다른 절점의 상태치는 어떻게 변할 것인가 하는 문제를 생각하여 보기로 한다. 가령 축계의 중간 지점이 침하하였을 경우 각 부분의 단면력 또는 다른 지점의 지지하중변화를 구하는 문제가 여기에 해당한다.

Fig. 2.4(a)에 보이는 바와 같이 절점 3이  $\Delta_3$  만큼 변위한다고 한다. 이 변위를 일으키기 위해서는 절점 3에 외력  $R_3$ 를 작용시킬 필요가 있다. 따라서 이 경

우의 식 (2.10)은 Fig. 2.4(b)와 같이 된다.  $\Delta_3$ 는 기지량,  $R_3$ 는 미지량이다. 기지량은 우변으로 옮기고 미지량을 포함하는 방정식을 제거하면 Fig. 2.4(c)와 같이 변형된다.

구체적으로 설명하면 식 (2.9)의 강성 매트릭스의 제 3열에  $-\Delta_3$ 를 곱하며 우변의 하중 항을 만들어서 절점 3에 대한 지점의 처리를 행하면 된다. 다만 강성 매트릭스의 3행과 3열의 요소를 모두 0으로 하면  $V_3$ 의 값(이것은  $\Delta_3$ 이다)이 바르게 구하여지지 않는다. 이 모순을 피하기 위하여 Fig. 2.4(c)와 같이 강성 매트릭스의 (3, 3) 요소를 1, 하중 항 벡터의 제 3요소를  $\Delta_3$ 로 하여 풀거나 강성 매트릭스의 (3, 3) 요소를 0으로 한 채 풀 다음  $V_3$ 를  $\Delta_3$ 로 변경하도록 한다.

이와 같은 방법으로 각 지점이 순차적으로 단위 변위만큼 변화를 일으킬 경우 각 지점의 지지하중(반력)의 변화가 반력영향계수이다.

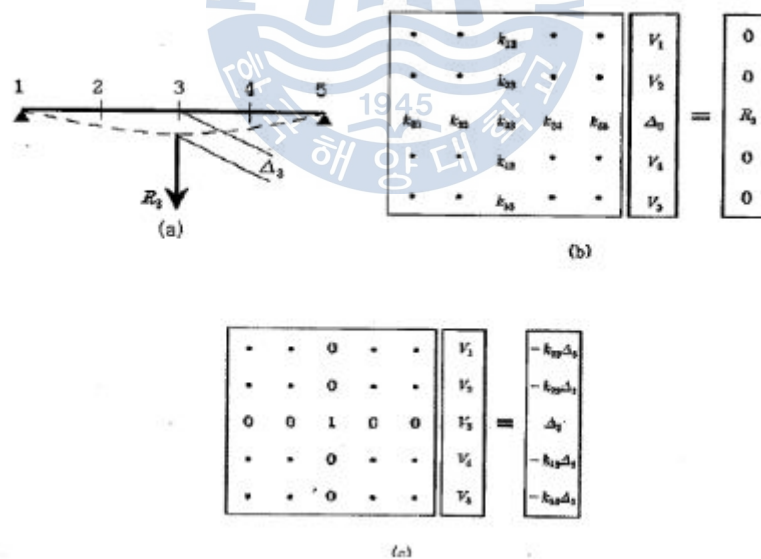


Fig. 2.4 Nodal point displacement

### 제 3 장 축계 정렬 과정

축계 정렬 과정은 선박의 선미 블럭이 완전히 용접되고 중량의 선미 구조물이 제자리에 놓이기 전에 시작되어서는 안 된다. 축계, 베어링, 메인 엔진 그리고 기어 박스의 위치를 위한 기준선(reference line)이 확립되어야 하기 때문이다. 따라서 가견투(pre-sighting) 전 선미 블럭의 용접 상태를 확인한 후 이 과정이 수행되어야 한다. 가견투 후 만들어진 축의 기준선은 필요하다면 선미관 베어링의 경사 보링으로 더 조정된다.

축이 제자리에 놓일 때 필요할 경우 임시 베어링이 추가적으로 사용되며 프로펠러 축에 프로펠러를 조립한다. 이 단계에서, “갭색”(gap and sag) 측정 과정을 통해 미리 축계 정렬 상태를 확인한다. 갭색은 마주보는 두 축 플랜지 사이를 확인하는 것으로 이 과정이 드라이 도크 상태에서 보통 이뤄지고 있는데, 이는 분석을 통해 도출된 예측치와 비교하여 좀 더 제어하기 쉽게 할 수 있기 때문이다. 만약 선박이 물에 떠 있는 상태에서 이 작업을 수행한다면 선체 변형을 고려해야 하기 때문에 그 정확성을 확신하기가 어렵다.

그러므로 선박이 드라이 도크 상태에 있는 동안 가능한 한 정렬 과정이 수행되도록 해야 하며, 이 때 반력 및 베어링-축 접촉 상태를 확인해야 한다. 그렇게 해야만 조선소는 분석한 결과와 비교해 정렬 과정의 결과를 확신할 수 있다.

더구나 정렬 상태의 확인은 선박이 떠 있는 상태에서도 진행되어야 한다. 왜냐하면 선체 변형을 정확하게 예측하기 어렵기 때문에 물에 떠 있는 선박을 계산된 정렬 값에 맞추는 것이 어렵기 때문이다. 또한 잘 제어된 드라이 도크 정렬로 계산된 반력값과 측정된 반력값의 편차는 선체 변형으로 고려되어야 한다. 추진 축계 정렬 과정을 요약하면 다음과 같다.<sup>[11]</sup>

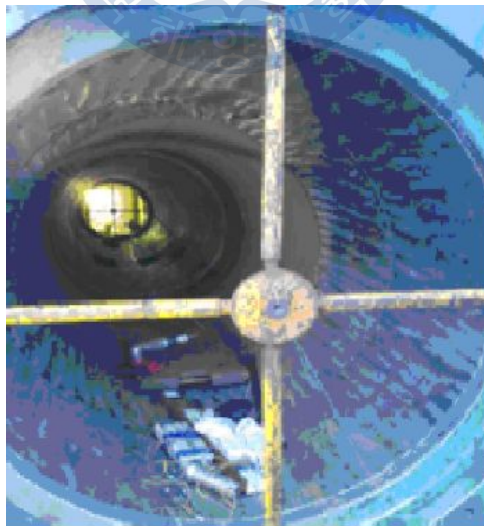
- 가견투(pre-sighting)
- 베어링 경사 보링(bearing slope boring)
- 엔진 베드플레이트 프리 새깅(engine bedplate pre-sagging)

- 갭색(gap and sag)
- 반력 측정(reactions measurement)
- 크랭크 샤프트 디플렉션 계측(crank shaft deflection measurement)

이 중 반력 측정 과정은 중간축 베어링의 옵셋 조정과 엔진 크랭크 샤프트 디플렉션 값과 서로 연동하므로 동시에 고려되어야 한다.

### 3.1 가견투

이 과정은 기준선을 정하는 과정으로 레이저 또는 피아노 와이어를 이용하는데 조선소에서 보통 이용하는 피아노 와이어에 대해서만 언급한다. **Fig. 3.1**에서 보는 바와 같이 피아노 와이어는 보통 선미재 베어링 앞쪽에 설치하여 기준선이 베어링의 중심 라인에 일치하도록 한다. 그 때 목표점은 중간축 베어링과 주기판 플랜지, 갖추어져 있다면 기어박스 플랜지의 위치를 정한다. 이러한 목표점은 드라이 도크 상태에서의 미리 규정된 베어링 옵셋에 상응하는 값의 옵셋이다.



**Fig. 3.1** Example of pre-sighting



이렇게 설립된 베어링 위치와 엔진 위치의 흐트러짐을 막고 최소화하기 위해서는 계측 당시 온도가 안정되어야 하며 선박의 주요 선미 블럭이 완전히 용접되어 있어야만 한다. 따라서 보통 이 작업은 아침 일찍 이뤄지는 것이 적합하며 선체 변형에 따른 계측치의 정확성을 요하기 위해 선미 블럭 상태를 확인해야 한다.

미리 주어진 베어링 읍셋은 계산된 중간축 베어링의 위치에서 피아노 와이어로부터의 수직 거리를 계측함으로써 적용된다. 베어링과 경사 보링각의 위치는 피아노 와이어를 사용하여 정한다. 이때 이론 데이터는 피아노 와이어의 처짐을 고려해 수정되어야 한다. 피아노 와이어를 사용하였을 경우, 거리  $x$ 에서의 와이어의 처짐량  $\delta$ 는 다음 식으로 구한다.

$$\delta = \frac{\pi r^2 x g \rho}{2000 F} \text{ [mm]} \quad (3.1)$$

여기서,

$F$  : 장력[N]

$g$  : 중력가속도,  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

$r$  : 피아노 와이어 직경[mm]

$x$  : 거리[m]

$\rho$  : 피아노 와이어 재료의 밀도,  $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$

### 3.2 경사 보링

프로펠러 하중은 프로펠러 축의 굽힘 변형을 초래하고, 프로펠러 블레이드가 선체에서 발생한 난류(亂流)로 프로펠러의 실제 중심 라인에서 아래쪽 보다 위쪽에 좀 더 큰 추력을 받게 되는데 이로 인해 굽힘이 발생하게 된다. 이러한 이유로 베어링 중심축과 샤프트 중심축의 정렬이 엇갈리게 된다.

따라서 선미관 베어링의 손상을 방지하고 선박의 모든 운전 조건에서 베어링

이 제 역할을 할 수 있도록 경사 보링(slope boring)이 필요하게 되었다. 선박이 대형화됨에 따라 보통 이중 경사 보링을 하게 되었는데, 선급협회에서는 샤프트와 베어링의 중심라인 사이의 계산된 엇갈린 중심이  $0.3 \times 10^{-3} \text{ rad}$  [0.0172 deg] 보다 크게 나타나면 경사 보링을 하도록 권유하고 있다. Fig. 3.2는 현장에서 사용되는 경사 계측 양식지를 보여준다.

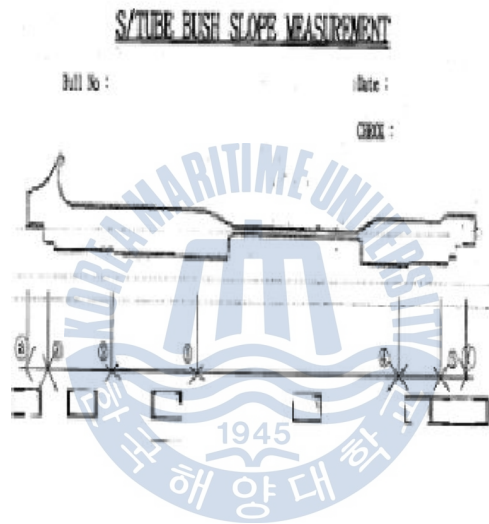


Fig. 3.2 Stern tube bearing slope measurement check sheet

### 3.3 엔진 베드 플레이트 프리 새깅

선박의 선체 변형과 온도 변화를 감안하여, 엔진이 설치될 때 프리 새깅이 되도록 권유하고 있다. 하지만 크랭크웹 디플렉션이 제한값에 들어올 경우, 프리 색에 대한 어떠한 조치도 필요하지 않다고 한다. 또한 프리 색보다 더 중요한 것

은 엔진 베드플레이트 색 곡선이 가능한 한 평탄해야 한다. 다시 말해서 어느 하나의 베어링 측정 위치에서 다음 베어링의 변동이 실제 색 곡선과 관련해서 가능한 한 낮아야 한다는 것이다.<sup>[12]</sup> 실무에서는 피아노 와이어를 많이 이용되고 있지만, 이 방법은 다이얼 게이지를 이용해 측정하기 때문에 변위가 적을 경우 정확성이 떨어지는 단점이 있다. 프리 색은 **Fig. 3.3**과 같이 지지대의 지점을 중앙에서 엔진 바깥쪽으로 이동하여 조정할 수 있다.



**Fig. 3.3** Adjusting of support point for pre-sag

### 3.4 겹색

겹과 색 값은 샤프트 플랜지간의 상대적인 위치를 말한다. 정렬 작업은 프로펠러 축을 선미관에 삽입한 후 중간축과 비교해 정렬을 시작하는데, 이 때 중간축은 계산된 겹, 색 값에 맞춰 지지대에 얹힌다. 그리고 프로펠러 축은 선미관 전부 베어링에 접할 때 까지 잭으로 아래 방향으로 하중을 주고 중간축의 경우 임시 지지대를 이용하여 2점 지지로 한다.

겹속 플랜지의 총 개수를  $N$ 개라고 하면, 지점 높이와 플랜지 끝의 휘임 및 경사각과의 관계는 다음의 식 (3.2) 및 식 (3.3)과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \zeta_1 \\ \zeta_2 \\ \zeta_3 \\ \zeta_4 \\ \zeta_5 \\ \cdot \\ \cdot \\ \zeta_{2N} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & C_{1,2N+4} \\ \cdot & \cdot & \cdot & C_{24} & C_{25} & \cdot & \cdot & \cdot & C_{2,2N+4} \\ \cdot & \cdot & \cdot & C_{34} & C_{35} & \cdot & \cdot & 0 & C_{3,2N+4} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & C_{46} & C_{47} & \cdot & C_{4,2N+4} \\ \cdot & \cdot & 0 & \cdot & \cdot & C_{47} & C_{57} & \cdot & C_{5,2N+4} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & C_{2N,2N+2} & C_{2N,2N+3} & C_{2N,2N+4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \\ h_4 \\ h_5 \\ \cdot \\ \cdot \\ h_{2N+3} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \\ \cdot \\ \cdot \\ \theta_{2N} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & d_{1,2N+4} \\ \cdot & \cdot & \cdot & d_{24} & d_{25} & \cdot & \cdot & \cdot & d_{2,2N+4} \\ \cdot & \cdot & \cdot & d_{34} & d_{35} & \cdot & \cdot & 0 & d_{3,2N+4} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & d_{46} & d_{47} & \cdot & d_{4,2N+4} \\ \cdot & \cdot & 0 & \cdot & \cdot & d_{47} & d_{57} & \cdot & d_{5,2N+4} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & d_{2N,2N+2} & d_{2N,2N+3} & d_{2N,2N+4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \\ h_4 \\ h_5 \\ \cdot \\ \cdot \\ h_{2N+3} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

여기서,

- $C_{ij}$  : 지점 높이에 의한 플랜지 끝 휘임의 영향 계수[cm/cm]
- $C_{i,2N+4}$  : 지점 높이에 영향을 받지 않는 플랜지 끝 휘임, 정수항[cm]
- $d_{ij}$  : 지점 높이에 의한 플랜지 끝 경사각의 영향계수[rad/cm]
- $d_{i,2N+4}$  : 지점 높이에 영향을 받지 않는 플랜지 끝 경사각, 정수항[rad]
- $h_j$  : 지점 높이[cm]
- $i$  : 1, 2, ..., 2N
- $j$  : 1, 2, ..., 2N+3
- $\delta_i$  : 플랜지 끝의 휘임[cm]
- $\theta_i$  : 플랜지 끝의 경사각[rad]

이러한 경우에 마주보는 플랜지 끝에서의 겹과 색은 다음 식 (3.3)과 식 (3.4)로

구한다.

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= \zeta_2 - \zeta_1 \\ S_2 &= \zeta_4 - \zeta_3 \\ &\dots \\ S_N &= \zeta_{2N} - \zeta_{2N-1} \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

$$\left. \begin{aligned} g_1 &= (\theta_2 - \theta_1)d_1 \\ g_2 &= (\theta_4 - \theta_3)d_2 \\ &\dots \\ g_N &= (\theta_{2N} - \theta_{2N-1})d_N \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

여기서,

$d_i$  : 플랜지의 직경 [cm]

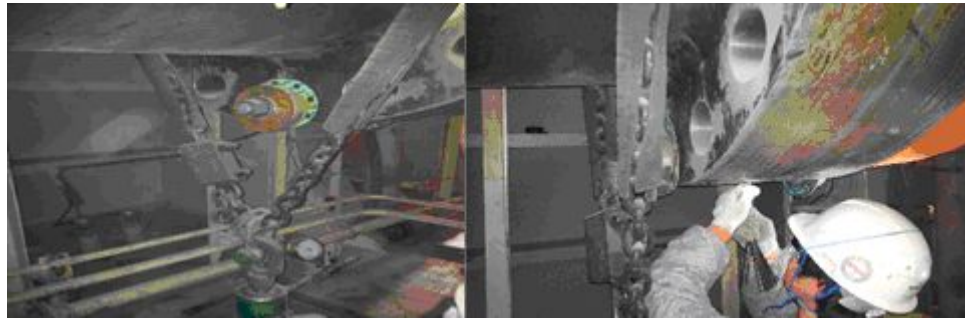
$g_i$  : 갭 [cm],  $i = 1, \dots, N$

$s_i$  : 색 [cm],  $i = 1, \dots, N$

이러한 갭색 측정은 축계 조립 전에 정렬 상태를 확인하는데 쓰인다. 하지만 최종 정렬 상태를 확정하는 과정이 아니며 오히려 축계의 선조립 상태를 확인하는 대강의 절차이다. 이유는 필터 게이지 사용으로 인한 갭색 측정 자체의 부정확성과 선박이 어떤 상태에서 실제 측정되었는지 아는 게 어렵기 때문이다. **Fig. 3.4(a)**와 **(b)**는 실제 현장에서 계측하는 모습이며, **Fig. 3.4(c)**는 갭색 설계 계산 결과를 보여준다.

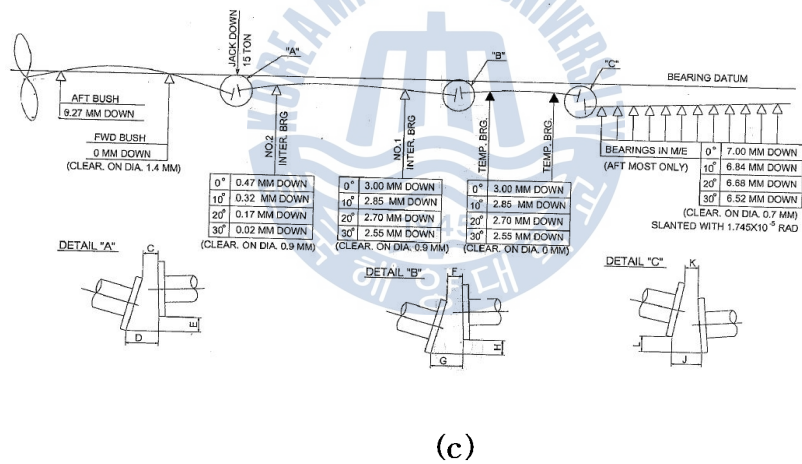
선급은 이 절차를 수행하기 전 다음의 과정이 수반되도록 권유하고 있으며, 이 과정은 선미 블럭의 완성이 이뤄졌을 때 측정하는 것이 원칙이다.

- 엔진이 거치되어야 한다.
- 임시 지지대가 설치되어야 한다.
- 프로펠러가 축에 설치되어야 한다.
- 프로펠러 축이 선수 선미관 하부 베어링에 접촉이 되어야 한다.



(a)

(b)



(c)

Fig. 3.4 Gap and sag

### 3.5 크랭크 샤프트 디플렉션 계측

크랭크축 디플렉션은 크랭크축 응력 정도를 확인할 수 있는 간접적인 방법이다. 디플렉션은 각 실린더의 크랭크축 웹 사이를 측정하는 것으로 그 값은 엔진 메이커가 권유하는 범위 내에 있어야만 한다. 크랭크축과 축계는 유연성 없이 강

체로 연결되어 있으므로 축 베어링 옵션 변화에 크랭크 웹 디플렉션도 연동되어 변하게 된다. 가장 많이 영향을 받는 베어링은 엔진 선미 쪽의 No.1, No.2, No.3 베어링이다.

Wärtsilä사에서는 Table 3.1과 같이 초킹 전 크랭크웹 디플렉션의 제한값을 정하고 있으며, 운항 중인 선박에는 Table 3.2와 같이 크랭크웹 디플렉션의 제한값을 제시하고 있다.<sup>[13]</sup>

Table 3.1 Crankweb deflection limits before chocking



Crankweb deflection limits before chocking[mm]						
Reading convention: 	vertical				horizontal	
	cyl.1	cyl.2 to cyl.(n-1) cyl.(n) <sup>*1</sup>	cyl.(n) <sup>*2</sup>	max. absolute deviation between two adjacent cranks <sup>*3</sup>	cyl.1 to cyl.(n)	max. absolute deviation between two adjacent cranks
RT-flex 96C-B	+0.44	±0.27	+0.27	0.27	±0.11	0.11

Table 3.2 Crankweb deflection limits for ship's service

Crankweb deflection limits for ship's service[mm]						
Reading convention: 	vertical				horizontal	
	cyl.1	cyl.2 to cyl.(n-1) cyl.(n) <sup>*1</sup>	cyl.(n) <sup>*2</sup>	max. absolute deviation between two adjacent cranks <sup>*3</sup>	cyl.1 to cyl.(n)	max. absolute deviation between two adjacent cranks
RT-flex 96C-B	+0.71	±0.44	+0.44	0.27	±0.18	0.11

\*1 T/V 램퍼가 없는 엔진의 경우

\*2 T/V 램퍼가 있는 엔진의 경우

\*3 이 값은 최종 승인을 위한 제한값은 아니다. 그러나 좀 더 많은 조사가 필요할 때 참고로서 이용된다.

## 제 4 장 작업에 의한 축계 베어링의 반력 측정

축계 베어링 반력 측정 방법에는 직접 유압잭을 이용해 축을 올려 베어링의 반력을 확인하는 작업에 의한 방법과 스트레인 게이지를 축에 부착, 여기서 얻게 되는 굽힘 모멘트를 이용하여 계산을 통해 베어링 반력을 구하는 스트레인 게이지법이 있다. 이 장에서는 일반적으로 조선소에서 가장 많이 사용하고 있고, 다음 장에 소개할 실선 축계 최적 배치를 논의할 때 언급할 작업에 의한 방법에 대해서만 기술한다

### 4.1 작업 방법과 장단점

계측하고자 하는 베어링 반력은 가능한 한 베어링 가까이에 설치한 유압잭 하중으로 측정한다. 유압잭 하중은 축계를 각 베어링 근처에서 차례로 밀어 올려 축이 베어링으로 부터 떨어지는 순간에 값을 읽는다. 이 때 그려지는 곡선은 베어링을 하강시킬 때와 유사한 곡선을 그리게 되는데, 베어링 하중은 이들을 평균하여 취한다. 물론 유압잭을 베어링 아래에 직접 설치할 수 없기 때문에 하중 수정계수(load correction factor)를 고려해야 한다.

또한 유압잭의 유압은 마찰로 인해 축을 들어 올릴 때가 내릴 때 보다 높는데, 이 현상을 히스테리시스 현상이라고 한다. **Fig. 4.1**은 유압잭의 마찰 때문에 발생한 히스테리시스 곡선을 보여주는 작업 결과이다.

히스테리시스 현상 때문에 측정하는 동안 압력을 안정적으로 올리고 내리는 것이 매우 중요하다. 또한 측정하는 동안 10~50 bar 간격으로 그리고, 최소 15 단계로 읽어 주는 것을 일반적으로 권장한다. 베어링의 상부 간극이 “0”에 가까울 때까지 잭을 올리고 낮은 범위 즉, 0~0.2mm에서 많은 측정 결과를 갖는 것이 보다 정확한 값을 얻기 위해 중요하다.

만약 베어링의 반력이 0이거나 매우 작은 경우에 데이터를 분석하는 것이 어려우므로 다이얼 게이지를 3개 부착하여 측정하는 것을 권장한다.<sup>[4]</sup>



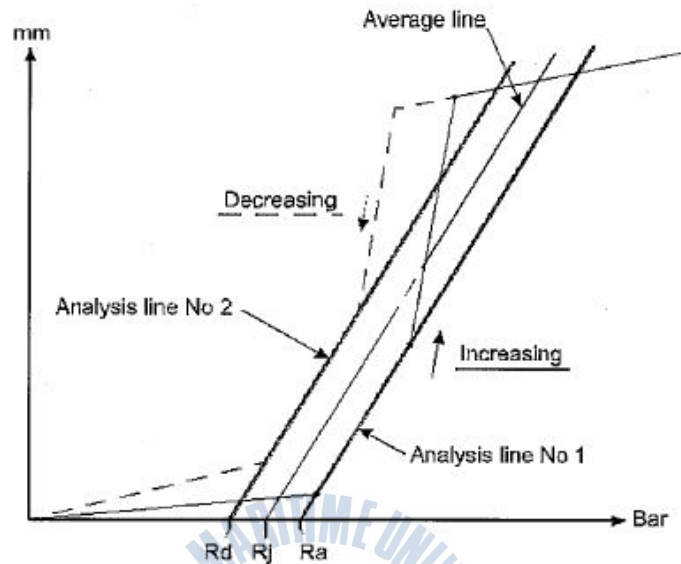


Fig. 4.1 Jack-up curve

이러한 작업 방법의 장점은 다음과 같다.

- (1) 유압잭과 다이얼 게이지와 같은 단순한 장비를 이용하고, 작업이 용이하다.
- (2) 로드 셀을 이용하면 정확도가 향상된다.
- (3) 직접적으로 반력을 측정할 수 있다.
- (4) 측계는 운전할 수 있도록 연결되어 있고 잭을 받칠 수 있는 적절한 받침대만 있으면 별도의 준비가 필요 없다.

그러나 다음과 같은 단점도 있다.

- (1) 잭을 받혀주기 위하여 특별한 지지대가 필요하다.
- (2) 잭을 베어링 옆에 설치하지 않으면 안되기 때문에 베어링과 유압잭 사이의 거리를 고려하여 실제의 베어링 하중을 계산해야 한다.

- (3) 유압잭의 설치 상태에 따라 착오를 일으키는 베어링 지지변형이 발생할 수 있다.
- (4) 각각의 반복된 측정을 위해 동일한 준비 시간이 요구된다.
- (5) 만약 로드 셀을 사용하지 않으면 측정은 히스테리시스의 영향을 크게 받게 된다.
- (6) 작업자의 경험에 의하여 많은 영향을 받는다.
- (7) 유압잭과 다이얼 게이지의 잘못된 정렬로 인하여 측정치가 부정확할 수 있다.

이와 같이 작업법의 경우 측정의 간편함으로 조선소에서 가장 많이 이용하고 있으나 결과 값에 대하여 오차를 가져올 수 있는 요인이 많다.

## 4.2 작업 곡선 분석

각 포인트에서 측정한 점들을 연결하면 Fig. 4.2와 같이 몇 개의 직선이 서로 다른 기울기를 가지게 된다. 기울기의 변화는 축계의 지지에 변화가 발생하는 것을 의미한다. 하지만 작업 방법의 단점인 데이터를 잘못 분석함으로써 오는 문제점을 방지하기 위해 이 절에서는 작업 곡선에서 나타날 수 있는 측정 결과 분석에 대해 MDT사에서 제공하는 “Production Recommendation”의 “Bearing Load Measurement by Jack Up” Figure 9을 인용하여 설명한다.

Fig. 4.2에서 보이는 각 분기점(Break point)이 가지는 의미는 다음과 같다.

- No. 0 : 베어링에 모든 부하가 걸려 있으며, 유압잭에는 부하가 없다.
- No. 1 : 모든 부하가 유압잭으로 이동했고, 베어링은 부하로부터 벗어났다.
- No. 2 : 유압잭의 부하가 해당 베어링과 인접한 베어링까지 들어 올릴 만큼 높으며 인접한 베어링도 부하로부터 벗어났다.
- No. 3 : 밀어 올려진 저널이 아주 높게 이동된 점을 의미한다. 즉, 밀어 올려진 베어링의 상부 간극이 없어지고 저널이 베어링의 상부 셀에 닿고 있는 점이다.

또한 Fig. 4.2 에서 보이는 곡선들의 의미는 다음과 같다.

- Line No. 1 : 부하가 베어링과 유압잭에 있는 상태이다. 압력을 올림에 따라 부하가 베어링에서 유압잭으로 이동한다.
- Line No. 2 : 압력을 올림에 따라 유압잭의 부하가 증가하고 동시에 부하를 가지고 있는 인접한 베어링이 부하가 없어지기 시작한다.
- Line No. 3 : 압력을 올림에 따라 유압잭의 부하가 증가하고 동시에 부하를 가지고 있는 다른 인접한 베어링이 부하가 없어지기 시작한다.
- Line No. 4 : 압력을 올림에 따라 베어링의 상부 셸이 더 이상 올리는 것을 막기 때문에 저널이 많이 올라가지 않는다.

위에서 언급한 분기점과 곡선의 의미를 정확히 이해해야만 측정 후 정확한 결과 분석이 가능하다. 만약 분기점이 보이지 않는다면 베어링 부하가 본래 위치에서 거의 0에 가까울 가능성이 크다.

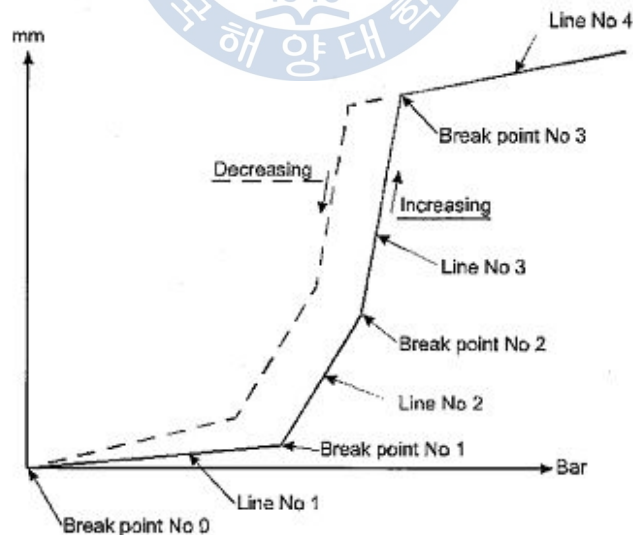


Fig. 4.2 Jack-up curve for analysis

### 4.3 메인 베어링의 작업 방법

메인 엔진 베어링 작업을 시작하기 전에, 다음의 항목을 확인하여야 한다.

첫째, No. 2 최후부 메인 엔진 베어링 상부와 하부 간극이다. 0.05mm 필러 게이지를 사용하여 베어링 하부 간극을 확인할 수 있다. 만약 베어링 하부 간극이 있다면 가능한 한 그것을 정확하게 측정하는 것이 중요하고 간극이 있는 베어링은 작업이 불필요하다. 이유는 베어링 하부 간극이 있다는 것은 베어링에 부하가 없다는 것을 의미하기 때문이다. 따라서 베어링 부하가 걸리도록 다시 엔진 높이를 조정하는 것이 우선시 되어야 한다.

둘째, 최후부 크랭크 웹의 디플렉션이다. 크랭크 축 변형이 주어진 범위 안에 들어오지 않으면 과부하나 무부하 상태의 베어링이 존재한다는 것을 의미한다.

셋째, 추력베어링, 재킷 냉각수, 해수, 외부 공기 및 엔진 섬프 탱크(sump tank)의 온도이다. 이는 온도 변화에 따라 베어링 반력에 미치는 영향을 확인하는 중요한 자료가 된다.

넷째, 선박의 선미 선수 흘수를 알아야 한다. 이는 선체의 적하 조건에 따른 선체 자체의 변형이 베어링 반력에 미치는 영향을 비교하기 위해 중요하다.

베어링 반력을 측정하기 위해서는 **Fig. 4.3** 과 같이 먼저 크랭크 암을 수평위치 방향이 되게 배기관이 있는 방향으로 돌려야 한다. 유압잭을 분석하고자 하는 베어링에 가까운 크랭크 암 아래에 설치한다. 그리고 메인 엔진 베어링 캡 위에 다이얼 게이지를 설치하고 크랭크 암 수직 변위를 측정한다.

엔진 안에 있는 베어링을 제외한 다른 베어링들의 작업 수정 계수는 모델링에 의해서 쉽게 구할 수 있으나, 엔진 안에 있는 베어링의 경우는 설계치와 같이 할 수 없기 때문에 가능한 베어링에 가깝게 유압잭과 다이얼 게이지를 설치한다. 참고로 MAN B&W에서는 이와 같은 조건으로 설치할 경우에 대략의 가이드 라인으로 작업 수정계수를 0.9로 제공한다. 또한 Wärtsilä는 평균 작업 수정계수를 1.0을 취하고 있다.

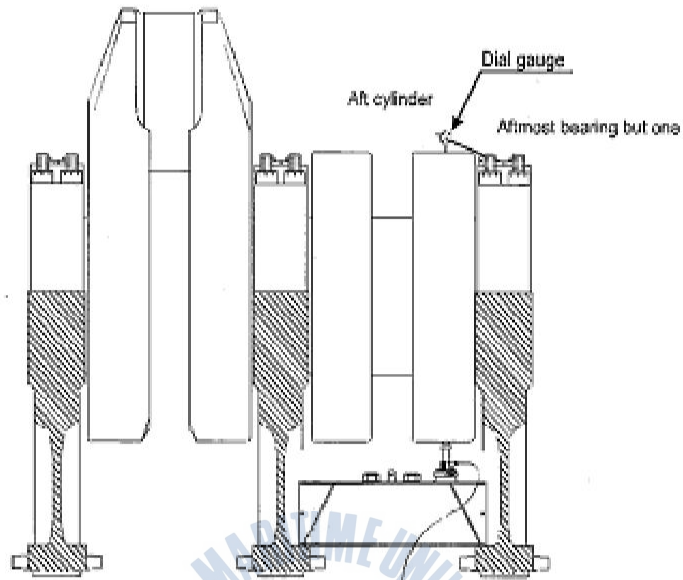


Fig. 4.3 Jack-up measurement of bearing reactions inside diesel engine

메인 엔진 베어링의 책업 곡선에서 첫 번째 분기점은 0.03mm~0.1 mm 올라가는 사이에서 통상적으로 나타난다. Fig. 4.4는 주기관 베어링의 측정된 책업 곡선 예를 보여주고 있다. 만약 분기점이 0.15 mm 올라간 이후에 나타난다면 그것은 측정하고자 하는 베어링이 무부하라는 것을 의미한다. Fig. 4.5는 무부하 상태의 책업 곡선의 예를 보여주고 있다.

주기관 베어링의 책업 방법의 정확성은 환경, 데이터와 장비의 질 그리고 작업자의 경험에 매우 많은 영향을 받는다. 일반적으로 부하가 높을수록 정확성이 더 높다. 높은 부하에서  $\pm 15\%$  이내의 차이를 가지면 충분하다고 생각할 수 있다.

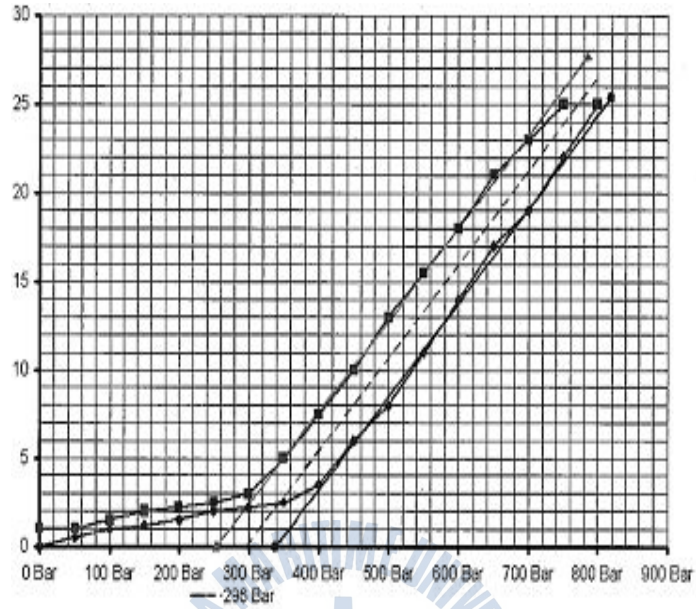


Fig. 4.4 Jack-up curve for main engine bearing

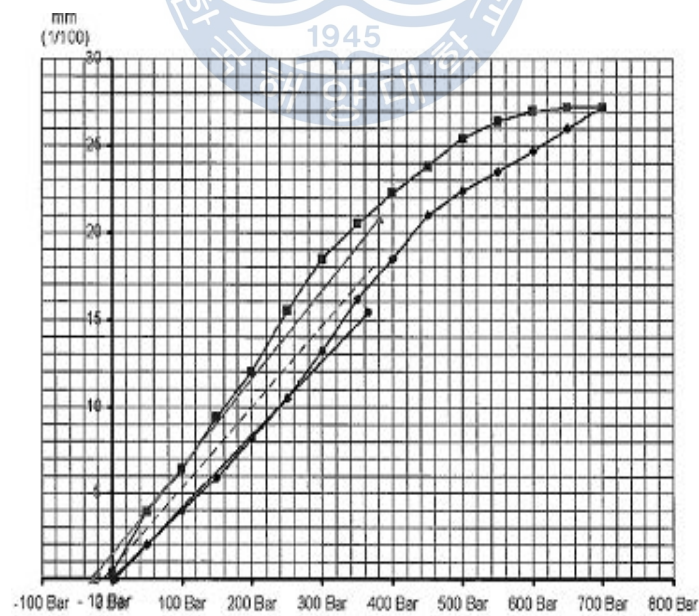


Fig. 4.5 Jack-up curve on the unload condition

#### 4.4 최후부 메인 엔진 베어링 측정 방법

Fig. 4.6 과 같이 유압잭 아래에는 단단한 기초대를 설치하고 적당한 붓을 플라이휠의 두개의 이(tooth) 아래에 설치한다. 작은 모멘트와 각의 빗나감이 차이를 일으키므로 잭을 놓는데 주의를 기울여야 한다. 잘못된 정렬은 잭에서 더 많은 마찰을 일으키고 그것은 잭업 곡선에 더 많은 히스테리시스를 야기시킨다.

다이얼 게이지를 Fig. 4.7에서 나타내는 곳 중의 한 곳에 설치한 다음 저널이나 터닝휠의 수직변위를 측정한다. 첫번째 분기점은 주로 0.03~0.15 mm 올리는 사이에 나타난다. 만약 첫번째 분기점이 0.25 mm 올린 이후에 나타났다면 그것은 다른 하나의 엔진 베어링이 들어 올려진 것으로 최후부 메인 엔진 베어링에 부하가 없다는 것을 의미한다. 이 경우에 최후부 메인 엔진 베어링에 대한 잭업 분석은 부하가 확인되기 전까지는 더 이상 수행할 수 없다.

Table 4.1은 Wärtsilä의 엔진에서 주기관 베어링에 대해 권장하고 있는 부하를 나타내고 있다. Wärtsilä의 경우 No. 1 과 No. 3 최후부 주기관 베어링의 경우 반력의 최소치가 최대치의 5% 정도며 No. 2 최후부 주기관 베어링의 반력의 최소치는 최대치의 대략 71.5% 정도이다. Wärtsilä의 경우 적어도 최후부 3개의 주기관 베어링에 대한 베어링 반력을 측정하고 적절함이 확인되어야 한다고 권장하고 있다.

Table 4.2는 MAN B&W의 엔진에서 주기관 베어링 반력에 대한 최대치와 최소치를 보여주고 있다. 최후부 메인 엔진 베어링의 경우 베어링 반력의 최소치는 0이며, 나머지 베어링의 최소치는 대략적으로 최대치의 5%임을 알 수 있다.

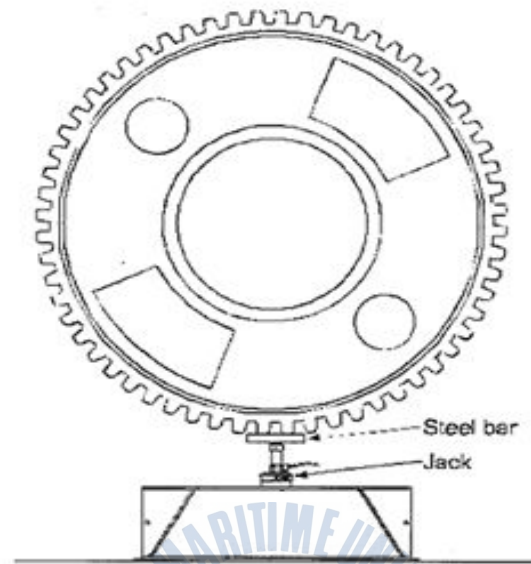


Fig. 4.6 Jack-up measurement for aftmost main bearing

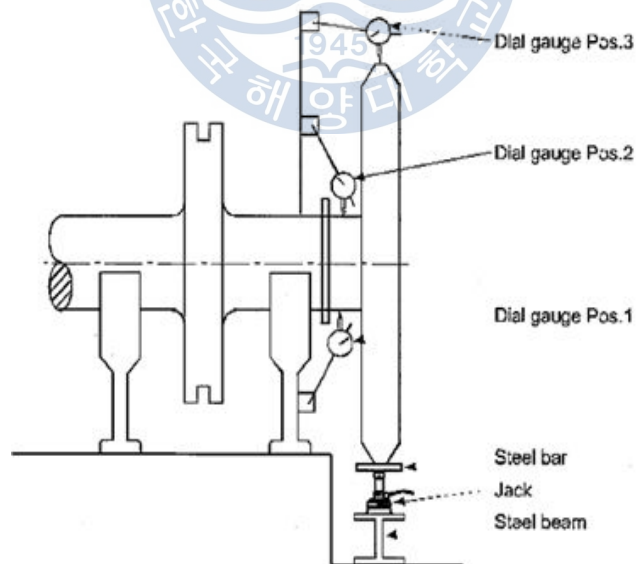


Fig. 4.7 Dial gage position for aftmost main bearing jack-up measurement



**Table. 4.1 Static main bearing load limits  
for new alignment of Sulzer engines**

Recommended static loads for alignment in new buildings at cold/stopped condition [kN] (mb means main bearing.)			
Engine type	aftmost mb1	mb2	mb3
RTA48T/T-B	min. 20	70 to 170	*1)
RTA50B/D RT-flex50/B/D	min. 20	70 to 170	*1)
RTA52/U	min. 20	70 to 170	*1)
RTA58T/T-B RT-flex58T-B	min. 20	100 to 220	*1)
RT-flex60C/C-B	min. 20	120 to 280	*1)
RTA62/U/U-B	min. 20	120 to 280	*1)
RTA68-B/-D RT-flex68-B/-D	min. 30	150 to 330	*1)
RTA72/U/U-B	min. 30	150 to 330	*1)
RTA/RT-flex82C	min. 30	220 to 470	*1)
RTA/RT-flex82T	min. 10	230 to 500	*1)
RTA84T/T-B/T-D RT-flex84T-D	min. 10	230 to 470	*1)
RTA84C/C-U	min. 40	220 to 500	*1)
RTA96C/C-B RT-flex96C-B	min. 50	250 to 550	*1)

\*1) The evaluated static load of mb3 needs to be at least 60% of the static load which is evaluated for mb2.

**Table. 4.2 Acceptable bearing loads  
for various engine type of MAN B&W**

Engine Type	Aftmost main bearing	Other main bearings	
	Max reaction[kN]	Max reaction[kN]	Main reaction[kN]
S-26MC	82	82	4
L-35MC	134	134	7
L-35MCE	134	134	7
S-35MC	137	137	7
S-35ME-B	146	146	7
S-40ME-B	175	175	8
L-42MC	186	186	9
L-42MCE	186	186	9
S-42MC	210	210	11
S-46MC-C	250	250	13
L-50MC	252	252	13
L-50MCE	252	252	13
S-50MC	273	273	14
S-50MC-C	291	291	15
S-50MCE	291	291	15
S-50ME-B8	291	291	15
S-50ME-B9	291	291	15
S-50ME-C	291	291	15
L-60MC	363	363	18
L-60MC-C	420	420	21
L-60MCE	363	363	18
L-60ME-C	420	420	21
S-60MC	409	409	20
S-60MC-C	420	420	21
S-60MCE	409	409	20
S-60ME-C	420	420	21
S-60ME-GI	420	420	21

Engine Type	Aftmost main bearing	Other main bearings	
	Max reaction[kN]	Max reaction[kN]	Main reaction[kN]
S-65ME-C	463	463	23
S-65ME-GI	463	463	23
L-70MC	574	574	29
L-70MC-C	573	573	29
L-70MCE	574	574	29
L-70ME-C	573	573	29
S-70MC	559	599	28
S-70MC-C	573	573	29
S-70MCE	559	559	28
S-70ME-C	573	573	29
S-70ME-GI	573	573	29
K-80MC			
K-80MC-C	793	793	40
K-80ME-C6	793	793	40
K-80ME-C9	793	793	40
L-80MC	730	730	37
L-80MCE	730	730	37
S-80MC	730	730	37
S-80MC-C	785	785	39
S-80MCE	730	730	37
S-80ME-C8	785	785	39
S-80ME-C9	785	785	39
K-90MC	485*	921	46
K-90MC-C	441*	906	45
K-90MCE	485*	906	46
K-90ME-C6	441*	906	45
K-90ME-C9	441*	906	45
L-90MC	958	958	48
L-90MCE	958	958	48
S-90MC-C	958	958	48
S-90ME-C	958	958	48
K-98MC	1120	1120	56
K-98MC-C	1120	1120	56
K-98ME-C	1120	1120	56
K-98ME	1120	1120	56
K-108ME-C	1180	1180	59

\* Aftmost and other main bearings are not equal in reaction.  
Minimum reaction for aftmost engine bearing is zero.

#### 4.5 전부 선미관 베어링과 중간축 베어링 측정 방법

설계 결과에 따라 유압잭 위치가 정해지며, 측정 방법은 앞에서 설명한 것과 유사하다. 하지만 전부 선미관 베어링과 중간축 베어링은 메인엔진 베어링의 부하에 비해 상대적으로 작은 베어링 부하를 가지고 있기 때문에 유압잭은 메인엔진 베어링을 위한 그것보다 통상적으로 작다. Fig. 4.8은 전부 선미관 베어링의 실제 작업을 위한 설치를 보여주고 있으며, Fig. 4.9는 중간축 베어링의 작업 설치 위치와 다이얼 게이지의 설치 위치를 보여주고 있다.

전부 선미관 베어링과 중간축 베어링을 위한 분석선 No.1과 No.2를 결정하는 것이 통상적으로 용이하다. Fig. 4.10에서 보이는 바와 같이 유압잭을 밀어 올렸을 때 첫 번째 분기점이 통상 0.05~0.25mm 사이에서 나타난다. 일반적으로 선박 건조 시 조선소에서는 이 두 베어링의 반력을 측정하는 것이 관례로 되어 있다. 하지만 중간축과 전부 선미관 베어링의 간격이 좁아 전부 선미관 베어링에 부하가 걸리지 않는 경우가 발생한다. 이 경우 전부 후미관 베어링을 제거하더라도 축 정렬에는 전혀 문제가 되지 않으며 오히려 더 유연한 축계 정렬이 된다. 조선소 중에는 전부 선미관 베어링이 없는 축계를 설계하고 이를 분석한 결과 축계 정렬에 문제가 없음을 보고하였다.<sup>[15]</sup>

이렇게 전부 선미관 베어링 없이 설계하는 경우 후부 선미관 베어링의 길이를 더 길게 함으로서 전부 선미관 베어링이 가지고 있던 부하를 후부 선미관 베어링과 중간축 베어링이 나누어 가지도록 하고 있다.



Fig. 4.8 Example of reaction measurement of stern tube forward bearing

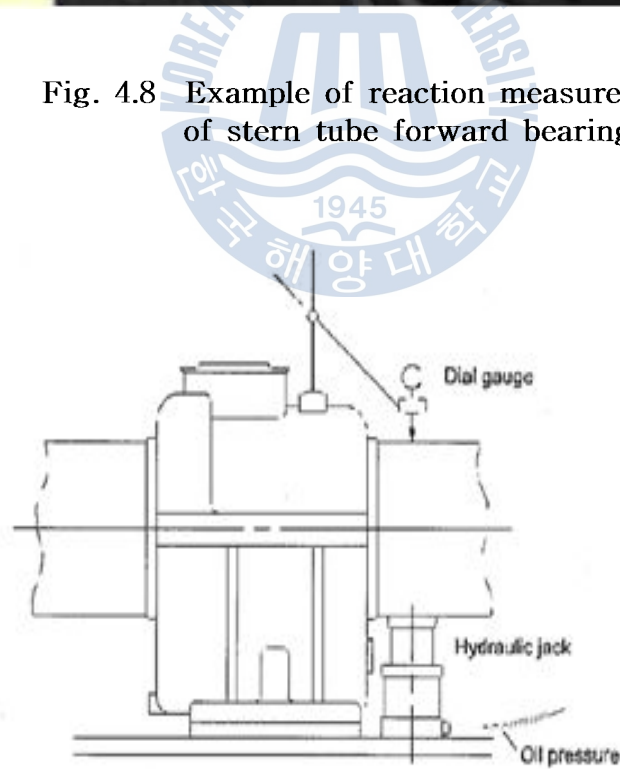


Fig. 4.9 Reaction measurement of intermediate shaft bearing

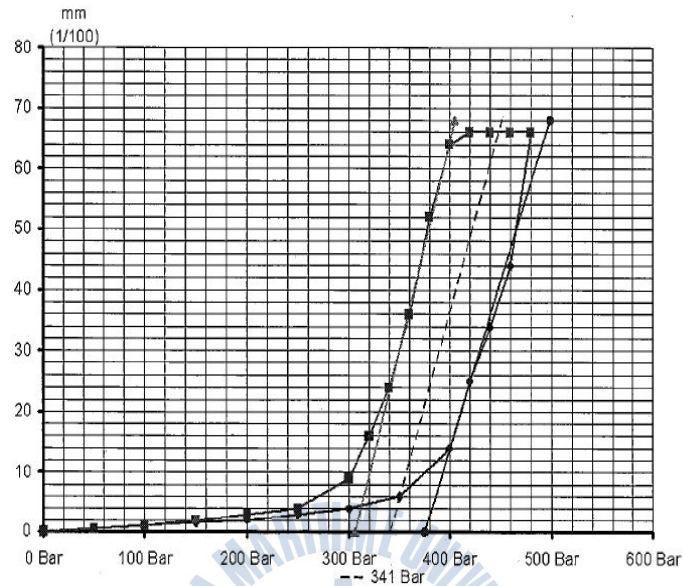


Fig. 4.10 Jack-up curve of intermediate shaft bearing

#### 4.6 잭업 데이터를 이용한 실제 베어링 지지하중 계산 방법

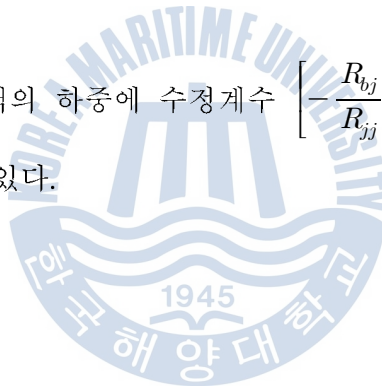
잭부하 반력  $R_j$ 는 만약 베어링이 없으면 그 위치에서 축을 유지하기 위해서 필요로 하는 힘이다. 반력  $R_j$ 를 결정하기 위해서는 Fig. 4.1의 분석선 1과 2와 같이 입력된 점을 통한 두 개의 직선이 그려져야 한다. 또한 분석선 1과 분석선 2는 대략적으로 같은 기울기를 가져야 한다. Fig. 4.1에서  $R_u$ 는 0 mm에서의 분석선 1의 반력이고  $R_d$ 는 0 mm에서의 분석선 2의 반력이다. 여기에서 잭 부하 반력  $R_i = \frac{1}{2}(R_u + R_d)$ 이다. 베어링 반력  $R$ 는 잭이 베어링의 중앙에 위치하지 않기 때문에  $R_j$ 와는 약간 차이가 있다. 즉, 베어링 반력  $R$ 는  $R = C \times R_j$ 가 된다. 잭이 저널 아래에 직접 놓일 수 없기 때문에 하중 수정계수(load correction factor)

C가 베어링 반력 R 값을 보상해 주기 위해 이용된다.

짧은 베어링의 스패에 대한 계산상의 조절은 다음과 같이 행한다. 각 잭 위치에 대하여 잭을 또 다른 베어링으로 보고 별도의 계산을 수행한다. 잭에 대한 영향계수를 Fig 4.11에서  $R_{bj}$ (잭에 대한 베어링의 영향 계수),  $R_{jj}$ (잭에 대한 잭의 영향 계수)라 하고 베어링의 반력을 R, 잭의 하중을  $R_j$ , 잭에서의 변위를  $Y_j$ 라 하면 베어링 반력이 영으로 되는 순간 다음 관계가 성립된다.

$$\left. \begin{aligned} R_j &= Y_j R_{jj} \\ R + Y_j R_{bj} &= 0 \\ R &= -R_j \times \frac{R_{bj}}{R_{jj}} \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

따라서 베어링 반력은 잭의 하중에 수정계수  $\left[ -\frac{R_{bj}}{R_{jj}} \right]$ 의 크기를 갖는 계수를 곱하여 줌으로써 구할 수 있다.



B J

Fig. 4.11 Bearing(B) and jack(J) position for jack-up measurement

## 제 5 장 실선 축계의 최적 배치 방안 연구

이 장에서는 실선 추진축계 배치시 고려하고 있는 방법들을 이용하여 축계에 대한 계산을 실시하였으며 그 결과를 검토하여 실제 현장에서의 계측값과 비교 분석하여 최적 축계 배치 결과를 제시하고자 한다. **Table 5.1**은 본 연구에 이용한 축계의 주요 사양이다.

**Table 5.1 Specification of shafting system**

Vessel Type	13,100 TEU Container Vessel	
Main Engine	Type	12RT-Flex 96C-B
	MCR	68,640 kW x 102 rpm
	NCR	61,776 kW x 98.5 rpm
	Number of Cylinder	Twelve(12)
Propeller	Type	Fixed pitch propeller with 6 blade
	Diameter	8,800 mm
	Material	Ni-Al-Br
	Mass	103,710 kg
Propeller Shaft	Length	15,570 mm
	Diameter	970 mm
	Mass	88,108 kg
AFT Intermediate Shaft	Length	14,550 mm
	Diameter	795 mm
	Mass	59,232 kg
FWD Intermediate Shaft	Length	6,200 mm
	Diameter	795 mm
	Mass	26,834 kg
Stern Tube AFT bearing	Length	2,400 mm
	Material	Cast Iron Lined White Metal
Stern Tube FWD bearing	Length	800 mm
	Material	Cast Iron Lined White Metal



## 5.1 이론에 의한 축계 베어링 반력 해석

일반적으로 축계 베어링의 반력은 축계 정렬 계산에서 고려되는 반력 영향계수(RIN, Reaction force Influence Number)를 통해서 볼 때 베어링 지지점의 수직 높이의 변화에 아주 민감하다. 이런 수직높이의 변동에 영향을 주는 인자로는 선체 변형과 주기관의 온도 변화 그리고 프로펠러의 추력 및 부력에 의한 프로펠러의 중량 변화 등이 있다. 여기서 선박의 하중 및 실제 운항 조건을 고려하여 선체 변형을 고려해야 한다는 관점에서 현실적으로 어려움이 많다. 하지만 축계의 정적, 동적 상태에서 온도에 따른 열팽창 및 베어링 탄성 변형에 따른 축계 배치에 관해서는 해석이 가능하다. 또한 선체 흘수 변화와 프로펠러 구동시에 부가되는 추력을 고려하여 최적의 베어링 경사값을 계산할 수 있다. 제 5장에서는 이를 고려하여 축계의 베어링 반력 및 선미 후부 베어링의 적정한 slope량을 해석, 고찰하여 추진축계 배치의 최적화 방안을 제시한다.

**Fig. 5.1**은 프로그램에 사용된 추진축계의 모델을 보여준다. 선미 후부 베어링, 선미 전부 베어링, 두 개의 중간축 베어링 그리고 주기관의 메인 베어링의 배치를 보여 주고 있다.

**Fig. 5.2**와 **Fig. 5.3**은 제시된 축계에 대해 제 2장에서 기술한 이론적 해석법을 통해 베어링 반력을 해석한 결과이다. 선박이 냉간 정지 상태에서와 운전 상태에서 발생하는 선미관 베어링과 엔진 최후단부 베어링(aftmost, mb1)의 하중이 민감하게 변동하는 것을 확인할 수 있다.

**Fig. 5.4**는 각 베어링의 운전 상태 변화에 따른 반력 변화량을 보여주고 있다. 이는 같은 온도 조건에서 정지 및 운전 상태에서의 반력을 보여주는 것으로 이 또한 선미관 전부 베어링과 엔진 최후단부 베어링의 반력이 민감하게 변동하는 것을 확인할 수 있다. 이는 메인 엔진의 열팽창 효과 및 베어링의 탄성 변형으로 인한 오프셋(off-set) 변화, 그리고 프로펠러 추력 및 부력에 의한 프로펠러의 중량 변화에 따른 것으로 알려져 있다. 다시 말해, 축계배치란 축계를 지지하는 베어링의 간격, 베어링의 길이, 베어링의 오프셋 등을 적절히 결정하여 선박의 운항 중 발생하는 모든 상황에서 축계 베어링의 원활한 기능을 수행할 수 있도록 계산하

는 일련의 프로세스<sup>[16]</sup>이고, 축계 배치의 목적은 선박의 운항 중 축계 베어링들이 적절한 하중을 받도록 하는 것이다.

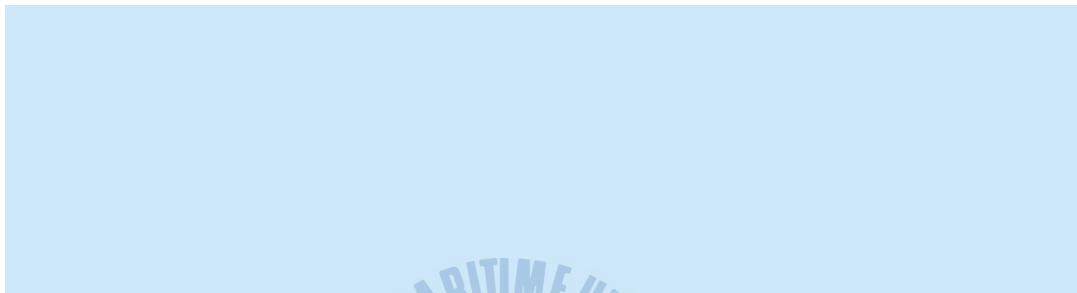


Fig. 5.1 Shaft model used to calculate shaft alignment for 13,100 TEU container carrier

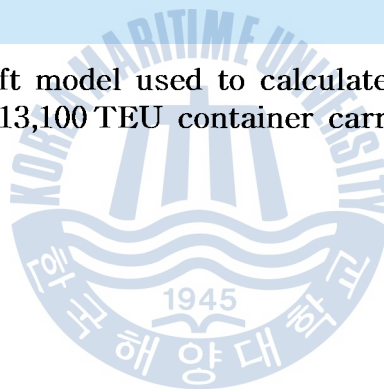


Fig. 5.2 Calculation result of reaction for reaction force at cold (20°C) and static condition by half immersed propeller

Fig. 5.3 Calculation result of reaction for reaction force at hot (55°C) and dynamic condition by full immersed propeller

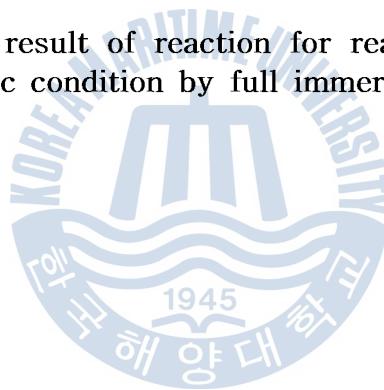


Fig. 5.4 Deviation of reaction forces between dynamic and static conditions in propulsion shafting

## 5.2 축계 배치의 최적화 안

본 절에서는 주기관 베어링 개수, 열팽창 효과, 그리고 선미 후부 베어링의 적정한 slope량을 고려한 축계 배치 계산을 수행한다. 또한 이를 토대로 축계 배치가 이론적으로 최적인 것을 확인하고 이를 반영한 현장 배치 결과를 확인하고자 한다.

### 5.2.1 주기관 베어링 개수 고려에 따른 반력 비교 분석

정적 상태의 축계 배치 계산을 수행 시, 긴 저널 형 선미관 후부 베어링을 강체 1점 또는 2점(유효 지지점)으로 가정하고 계산을 하는 경우가 대부분이다. 선미관 후부 베어링의 유효 지지점의 위치는 통상적으로  $L/4$  또는  $D/3$  ( $L$ : 선미관 후부베어링의 길이,  $D$ : 프로펠러 축 직경)으로 가정하거나(1점 지지의 경우) 베어링 양 끝단을 유효지지점으로 잡고(2점 지지의 경우) 축계 배치 계산을 수행하는 것이 일반적인 관행이다.

그러나 이러한 유효 지지점의 위치는 축계계산의 디자인 요소에 의해 결정되기 때문에 공식화된 유효 지지점의 위치를 결정하기가 어렵다. 그러므로 유효 지지점의 위치가 앞에서 설명된 통상적인 표준 위치를 크게 벗어나지 않는 한, 어느 정도의 위치 변경은 허용 가능하다.

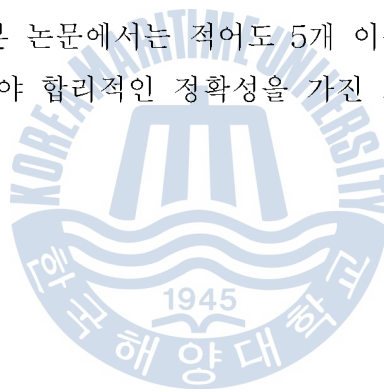
베어링 유효 지지점의 상태에 대해서는 베어링 지지를 대부분 강체(단순)지지로 보고 계산을 수행하고 있다. 반면에 몇몇 예에서 탄성체(스프링)지지가 사용되기도 한다. 유막 지지는 동적상태에서 요구되나 정적인 상태에서는 요구되지 않는다. 본 논문에서 유막지지의 효과는 고려하지 않는다.

정확한 축계 배치 계산 모델을 구성하기 위해서는 축 모델 작성이 가능한 한 모든 엔진 베어링을 고려하는 것이 바람직하다. 그러나 모든 엔진 베어링을 고려하는 계산 방식이 중간축 베어링 하중에 주는 영향이 매우 작으므로 엔진 베어링의 수를 어느 정도까지는 줄여서 계산하여도 무방하다는 것이 일반적인 견해이다.

NK(일본) 선급에 따르면, 고려하는 엔진 베어링의 개수를 점차적으로 증가시

켜 계산을 수행한 결과, 고려대상 베어링 개수가 주기관 최후단 베어링부터 계산하여 4개까지는 최후단 베어링과 최후단 2번째 베어링 사이에 발생하는 반력 차가 크다가 5개 이상 부터는 반력차가 일정하다고 한다. 이러한 이유로 합리적으로 정확한 베어링 하중의 계산값을 얻기 위해서는 적어도 5개 이상의 베어링을 계산에 반영하는 것이 필요하다고 하였다. 그러나 문헌에 사용된 대상 선박은 300,000 DWT VLCC로서 축계 총 길이는 약 27 m, 1개의 중간축을 가지는 축계 배치에 근거하여 작성된 것이다.<sup>[17]</sup>

한편 초대형 선박의 장축계에 이와 같은 내용을 적용하여 베어링 반력의 변화가 소개된 바 있으며, 이를 토대로 **Fig. 5.5**와 같이 장축을 가지는 초대형 컨테이너선의 결과 역시 문헌의 내용과 같은 경향을 보이는 것을 확인하였다.<sup>[18]</sup> 이와 같은 내용을 바탕으로 본 논문에서는 적어도 5개 이상의 엔진 베어링을 축 모델에 포함시켜서 계산하여야 합리적인 정확성을 가진 계산을 수행할 수 있다는 사실을 확인하였다.



**Fig. 5.5 Bearing numbers considered in the calculation of alignment for propulsion shafting**

## 5.2.2 열팽창 효과 고려에 따른 반력 비교 분석

MAN B&W 엔진이나 Wärtsilä 엔진 등 대형 엔진 제조사의 엔진 거치 기준에서 중요한 부분은 엔진 최후단부 베어링의 반력의 변화에 대해 축이 얼마나 유연하게 거동할 수 있는지의 여부를 확인하는 데에 있다.

Wärtsilä 엔진의 경우 본 논문의 연구 대상인 RT-Flex 엔진에 대한 거치 기준으로서, 선체 변형, 엔진의 온도, 프로펠러의 추력 모멘트에 의해 발생하는 반력의 변화로부터 유연성을 확보하기 위해 이러한 조건에서는 높은 정적 하중상태가 요구된다고 하였다.<sup>[9]</sup> 이를 위하여 엔진 최후단부 2번째, 3번째 베어링에 대한 다음의 조건을 제시하고 있다. 아래의 MB1, MB2, MB3는 엔진 최후단부 부터 부여한 베어링의 번호를 나타낸다.

Static load of aftmost [ MB1 < MB2 ], 그리고

Static load of [ 0.9MB2 ≤ MB3 ]

엔진 제조사는 논문에서 언급된 선박에 사용되는 엔진인 RT-flex 96C-B의 경우 Table 5.2와 같이 제시하고 있으며, 조선소의 위임 하에 아울러 Table 5.3의 조건도 만족하도록 권고하고 있다.

Table 5.2 Recommended static load

Recommended static loads for alignment layout calculations of newbuildings at cold/stopped condition [kN]			
Engine type	Aftmost MB1	MB2	MB3
RT-Flex96C-B	Min. 50	250 to 550	* 1)

\* 1) 계산된 MB3의 정적 하중값은 MB2의 정적 하중값의 최소 90% 이어야 한다.

Table 5.3 Static load of main bearing

Static main bearing load limits for ships commissioning [kN]		
Engine type	MB1, MB2, MB3	Sum of MB1 + MB2
RT-Flex96C-B	Min. 50	Min. 500

또한 엔진 거치시 열팽창 효과와 관련하여 엔진 제조사는 식 (5.1)을 제시하고 있으며, 이는 열팽창 효과를 고려하기 전/후 모두 **Table 5.2**, **Table 5.3**을 만족하여야 함을 의미한다. 그리고 **Fig. 5.6**에서 보는 바와 같이 냉간과 온간 상태의 엔진은 다음 식에서와 같이 메인 베어링에서 열팽창으로 인한 베어링의 윗셋 상승 “ $\Delta h_{mb}$ ”를 고려한다.

$$\Delta h_{mb} = C(h_{mb} + h_{LOsump}) \times \frac{11.5(t_{eng} - t_{ref})}{10^6} \quad [\text{mm}] \quad (5.1)$$

여기서,

$\Delta h_{mb}$  : 냉간상태에서 온간상태로 변할 때 통상적인 엔진 베어링의 열팽창 상승값[mm]

$h_{mb}$  : 주기관 베드 플레이트 하부와 크랭크축 중심간 높이[mm]

$h_{LOsump}$  : 주기관 하부의 L.O. 섬프 탱크의 중심으로 부터 기초 상부 플레이트까지의 높이[mm]

$C$  : 0.3에서 0.5까지의 수정계수(또는 조선소 표준에 따른 값) [-]

$t_{eng}$  : 운전 상태의 엔진 온도[55°C]

$t_{ref}$  : 엔진과 베어링 서포트의 축계 배치 수행시의 기준 온도[°C]

하지만 식 (5.1)은 중간축 베어링의 열팽창 효과를 함께 고려하지 않고 주기관 베어링에 국한되므로 제시된 상기 식만을 이용하여 전체 축계 배치에 반영시켜 정적 하중상태의 만족여부를 확인하기에는 다소 무리가 있는 것으로 판단된다. 따라서 본 논문에서는 H 선급의 프로그램을 이용한 주기관 메인 베어링과 중간축 베어링의 열팽창 효과를 동시에 고려하였고, 이에 따른 중간축 베어링과 엔진의 메인 베어링의 높이를 계산한 결과를 이용하였다. 또한 계산을 위하여 각 베어링의 초기 윗셋을 포함해 열팽창 계산을 위한 조건입력을 다음과 같이 제시하였다.

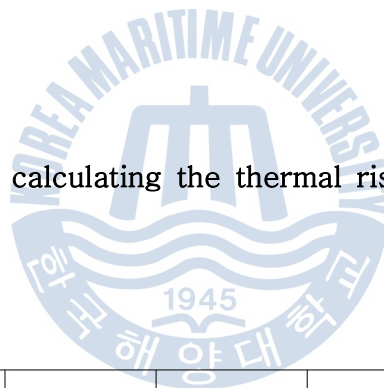


Fig. 5.6 Height for calculating the thermal rise of the main bearings

1. 초기 옵셋

No. 2 Int. b'rg	No. 1 Int. b'rg	MB1	MB2	MB3	MB4	MB5
0 mm	2.53 mm down	6.14 mm down	6.12 mm down	6.09 mm down	6.07 mm down	6.04 mm down

2. 베어링 높이(H)

Intermediate bearing seat(H1)	1,305 mm
Intermediate bearing body(H2)	735 mm
Main engine sump tank(H3)	1,380 mm
Main engine body(H4)	1,800 mm



3. 열팽창에 의한 늘음양 :  $\Delta H$

$$\Delta H = CH(T_2 - T_1) \text{ [mm]}$$

여기서,  $C$  : 열팽창계수 [mm/°C]

- Steel(bearing seat) :  $10.75 \times 10^{-6}$
- Cast iron(Int. bearing body) :  $10.20 \times 10^{-6}$
- Main engine bearing :  $4.60 \times 10^{-6}$

4. 운전중의 평균 온도( $T_2$ )

	Int. b'rg seat	Int. b'rg body	M/E sump tank	M/E body
Temp [°C]	25	35	55	55

이 계산결과는 Table 5.4에서 보여주고 있으며 아래의 상기 읍셋을 이용하여 기준 온도( $T_1$ )인 0°C, 10°C, 20°C, 30°C에서의 베어링 읍셋 변화를 나타내었다.

**Table. 5.4 Calculation results of each bearing offsets at different temperature at setting condition**

Vertical offset at setting condition [mm]		0°C	10°C	20°C	30°C
	No. 2 Int. b'rg		0.44 down	0.30 down	0.16 down
No. 1 Int. b'rg		2.97 down	2.83 down	2.69 down	2.55 down
M/E BRG		7.00 down	6.84 down	6.68 down	6.52 down

Table 5.4를 이용하여 온도에 따른 각 베어링의 반력 차이를 살펴보았다. 여기서는 대표적으로 20°C에서 열팽창에 따른 베어링 반력 변화를 언급한다. Fig.

5.7에서 보는 바와 같이 주기관 베어링만을 고려할 경우 MB1, MB2, MB3에서 반력 차이가 가장 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 하지만 전 베어링이 기준치를 만족하고 있는 것으로 보아 장축의 베어링 영향 계수가 단축의 그것 보다 작은 값을 갖기 때문이며, 그로 인해 장축이 보다 더 유연한 거동을 보이기 때문인 것으로 사료된다.

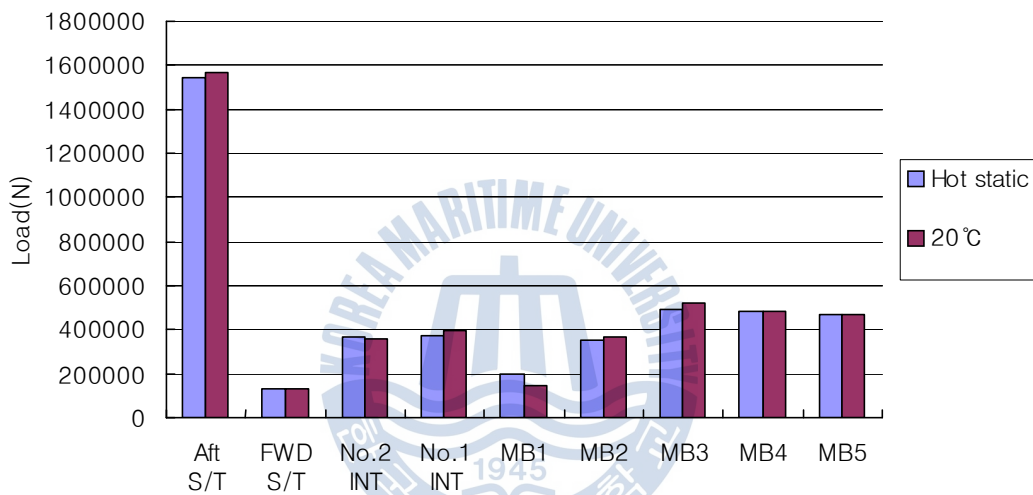


Fig. 5.7 Bearing reaction according to thermal rise of the main bearings and intermediate shaft bearings at static condition

### 5.2.3 베어링 최대 허용하중을 고려한 선미후부 베어링의 경사량 계산

일반적으로 선미 후부 베어링의 지지점에 대한 논의가 계속해서 있어왔다. 이에 몇몇 선급에서는 실제 베어링의 지지점을 다수 적용하여 반력의 중심을 계산 후 지지점을 적용하고 있다. 실제로 ABS(미국 선급)에서는 실제 접촉점(actual contact point) 개념으로 베어링의 접촉부의 면적과 베어링의 상태를 고려하여 single point와 2 point 개념 및 다수의 지지점을 적용시킬 수 있는 방안에 대해 소개하고 있다. 실제적인 확인 방법으로 유한 요소모델에 의한 다수의 베어링 지

지점을 계산에 활용하는 방안을 점차 요구 받고 있는 실정이다. 이에 선체흘수 변화와 프로펠러 구동 시에 추가되는 추력을 고려하여 최적의 베어링 slope 량을 계산해야 한다. 적정한 경사값은 선미후부 베어링에 추가되는 베어링 하중을 정적상태와 동적상태를 고려하여 최대 허용 압력값 이하의 경사값을 결정하는 것이 옳을 것으로 사료된다.

Fig. 5.8은 deflection curve를 보여주며, 프로펠러의 편심 추력을 고려했을 때와 그렇지 않았을 경우 베어링에 대한 샤프트의 상대적 경사값은 다음과 같았다.

1. with propeller eccentric thrust :  $0.3502 \times 10^{-3}$  rad [0.0175 deg]
2. without propeller eccentric thrust :  $0.5786 \times 10^{-3}$  rad [0.0332 deg]

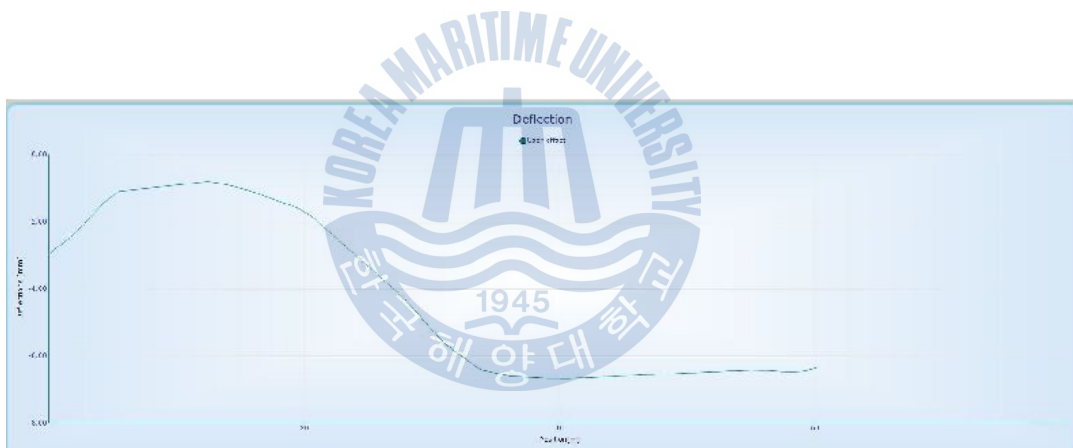


Fig. 5.8 Deflection curve at M/E running condition

프로펠러 샤프트의 경사 보링에 대한 경험치 값은  $0.3 \times 10^{-3}$  rad [0.0172 deg]으로 널리 알려져 있다. 이에 본 연구에서는 Fig. 5.9와 같이 후부 선미관 베어링의 가공 시에  $0.333 \times 10^{-3}$  rad [0.0191 deg]의 초기 경사를 주었으며, 추가로 Fig. 5.10과 같이 선미 방향에  $0.180 \times 10^{-3}$  rad [0.0103 deg]의 부분 경사를 주어 이중 경사(double slope)를 적용하여 가공하였다.

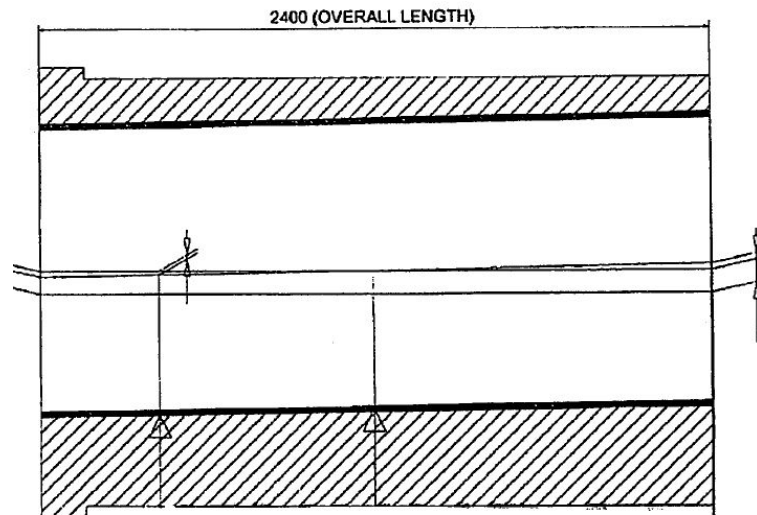


Fig. 5.9 Modification of AFT stern tube bush

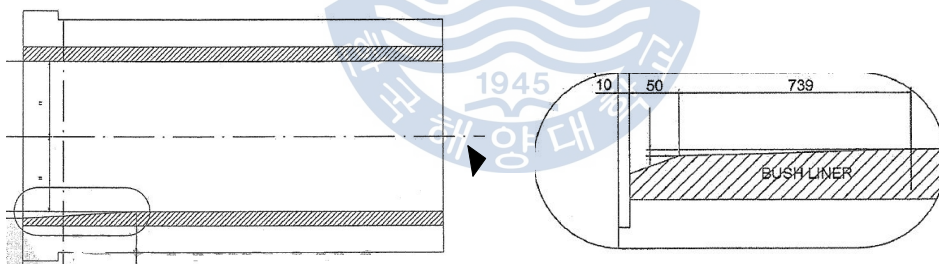


Fig. 5.10 Double slope machining

Fig. 5.11은 위 설계 결과를 기반으로 하여 현장에서 가공 및 계측한 결과를 보여주고 있으며, 베어링 경사 가공 허용치인  $0.2833 \times 10^{-3} \text{ rad}$  [0.0162 deg] ~  $0.3833 \times 10^{-3} \text{ rad}$  [0.0220 deg]을 만족하였다.

$$\textcircled{1}-\textcircled{2} = \frac{0.56 - 0.23}{730} = 4.5 \times 10^{-4}, \quad \textcircled{2}-\textcircled{3} = \frac{1.01 - 0.56}{1500} = 3.0 \times 10^{-4}$$

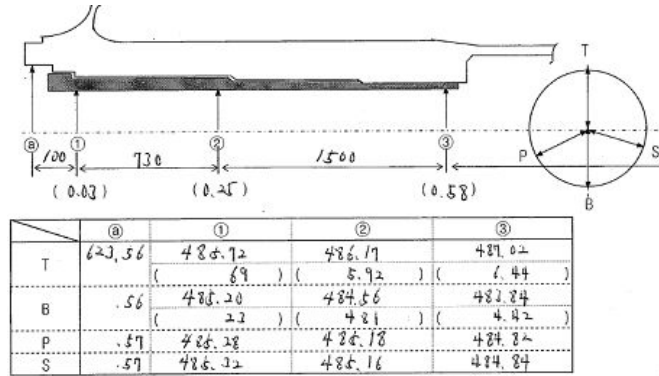
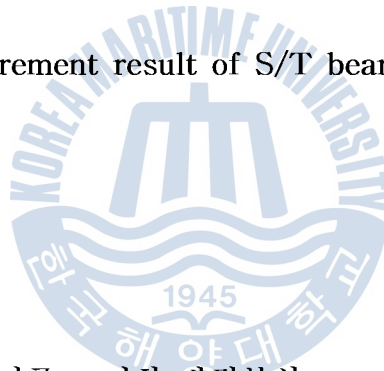


Fig. 5.11 Measurement result of S/T bearing slope machining



#### 5.2.4 베어링 탄성체 지지를 고려한 반력분석

엔진 베어링에 가해지는 하중에 따른 베어링 지지점의 연직 방향 베어링 강성을 선형적으로 고려한 탄성변화를 계산하고 이를 통하여 최적 축계 배치의 신뢰성을 검증하기로 한다.

식 (5.2)을 이용하여 엔진 베어링이 무부하 상태가 되는 경우의 상대적 처짐량인  $\delta_B$ 를 계산한다. 여기서  $S_i$ 를 반력영향 계수,  $R_i$ 를 선체 변형이 일어나지 않은 상태에서 선미측으로부터  $i$ 번째 베어링의 반력이라 하고,  $\delta_{B_i}$ 를  $i$ 번째 엔진 베어링이 선체변형으로 인해 무부하 상태가 될 때의 선체의 상대적인 처짐량(엔진 룸의 최후단 격벽에서)이라 하면,

$$\Delta R_i = 0 - R_i = \delta_{B_i} S_i \quad (5.2)$$

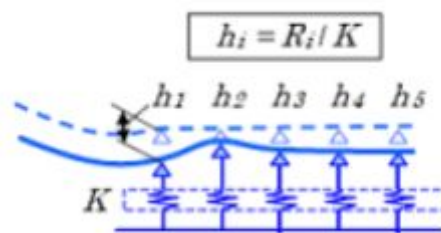
그러므로

$$\delta_{Bi} = -\frac{R_i}{S_i} \quad (5.3)$$

대부분의 경우 선체변형으로 인한 엔진 베어링의 무부하는 흔히 최후단부의 두 번째 또는 세 번째 베어링에서 발생하는 것으로 한정되므로,  $\delta_{B2}$ 와  $\delta_{B3}$  모두 계산하여 작은 쪽을 하한선과 비교하여야 한다.

Fig. 5.12는 하중에 따른 베어링 지지점의 연직방향 베어링 강성을 선형적으로 고려한 탄성 변형이 일어나기 전 상태에서 엔진 베어링 지지점의 강성을 어떻게 다루어야 하는지를 보여준다.

축계 배치 계산에서 강체 지지를 고려하는 경우 Fig. 5.12(a)에서 처럼 하중으로 인한 처짐이 발생하지 않기 때문에 주어진 윗셋에 대응하는 베어링 각각의 반력  $R_i$ 을 쉽게 얻을 수 있다. 반면에, 탄성체 지지가 고려될 경우, 지지점은 Fig. 5.12(b)에서 처럼 하중에 의해 실제로 연직방향 하부로 이동한다. 그리고 이것은 실제로 베어링 각각의 반력  $R_i$ 의 변화를 포함한다.



(a) Rigid support

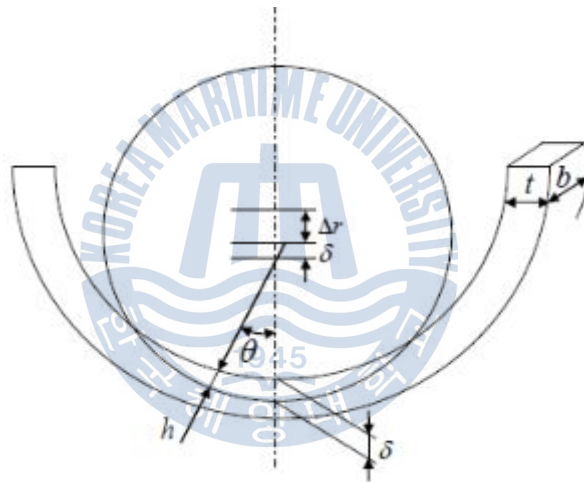
(b) Elastic support

Fig. 5.12 Initial condition for bearing of main engine<sup>[17]</sup>

탄성체 지지가 고려되는 경우라도 반력  $R_i$  는 변하지 않는다고 가정하면, 하중이 주어지는 경우의 각 베어링 지지점의 변위는 다음 식과 같이 각 지지점의 스프링 상수  $K$  값을 이용하여 구할 수 있다.

$$h_i = \frac{R_i}{K} \quad (5.4)$$

또한 스프링 상수  $K$ 에 관하여 좀 더 상세한 산출 방법은 아래와 같다.<sup>[7]</sup>



- (1) 식 (5.5)를 이용하여  $\delta$ 에 대응하는  $\varepsilon$ 을 구한다.
- (2) 식 (5.6)로  $F$ 를 구한다.
- (3) 식 (5.7)으로 스프링 상수  $K$ 를 구한다.

$$\varepsilon = \frac{\Delta r + \delta}{\Delta r} \quad (5.5)$$

$$F = \frac{brE\Delta r}{t} \left( \varepsilon \cos^{-1} \frac{1}{\varepsilon} - \sqrt{1 - \frac{1}{\varepsilon^2}} \right) \quad (5.6)$$

$$K = \frac{F}{\delta} \quad (5.7)$$

$$h = \Delta r(\varepsilon \cos \theta - 1) \quad (5.8)$$

여기서,

$b$  : 베어링 폭 [mm] (베어링 전체 폭이 아닌 가정하는 분할 폭)

$E$  : 베어링 재료의 종탄성계수 [GPa]

$F$  : 베어링 반력 [N]

$K$  : 스프링 상수 [N/mm]

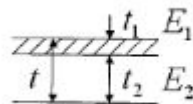
$r$  : 축 반경 [mm]

$\Delta r$  : 축 반경 간극 [mm]

$t$  : 베어링 두께 [mm]

$\delta$  : 하중에 의한 베어링의 변형량 [mm]

베어링 재료가 아래 그림과 같이 2층(예를 들어 백색합금 베어링)의 경우에는 식 (5.9)에 의한다.



$$E = \frac{t}{\frac{t_1}{E_1} + \frac{t_2}{E_2}} \quad (5.9)$$

본 논문에서는 선체 변형을 고려하지 않고 엔진 베어링에 가해지는 하중에 따른 베어링 지지점의 연직방향 베어링 강성을 식 (5.4)을 이용하여 선형적으로 고려한 탄성변화만을 다루기로 한다. 또한 탄성 베어링으로 간주하는 부분은 대부분의 대형 조선소에서 계산하는 방법과 동일하게 주기관 베어링만을 탄성베어링



으로 간주하는 것으로 한다.

**Table 5.5**는 H선급의 축계 프로그램을 이용하여 강체 베어링의 계산한 결과이다. 선박의 계산 조건은 온간/운전 상태로 하였다.

**Fig. 5.13**은 베어링 반력을 보여주고 있으며, **Fig. 5.14**는 베어링 압력을 보여주고 있다.

**Table 5.5 Results calculated by H Class Society program at each bearing with infinite stiffness**

	Distance [m]	Offset [mm]	Load [N]	Pressure [MPa]
AFT S/T b'rg	4,321	0.00	1,439,590	0.65
FWD S/T b'rg	13,221	0.00	268,639	0.41
AFT Int. b'rg (No.2 Int b'rg)	20.111	0.00	313,714	0.85
FWD Int b'rg (No.1 Int b'rg)	28.011	-2.53	360,311	0.98
MB1	37.191	-6.14	274,102	0.76
MB2	38.101	-6.12	338,508	0.94
MB3	39.782	-6.09	445,524	1.69
MB4	41.463	-6.07	483,125	1.83
MB5	43.144	-6.04	475,685	1.81

Fig. 5.13 Calculation result of reaction forces at each bearing

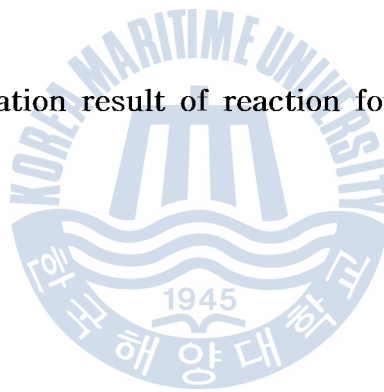


Fig. 5.14 Calculation result of pressure at each bearing

탄성체 지지 베어링의 최종 읍셋은 하중으로 인한 베어링 강하량과 틈새로 인한 축의 강하량의 합으로 결정된다. 본 논문에서는 계산 결과의 경향을 파악하는데 큰 영향을 주지 않으면서 동시에 계산 과정을 간결히 하기 위해서 축계 전 베어링의 틈새는 0 mm로 간주하였다.

Table 5.6은 각 베어링의 탄성체 지지를 고려하여 계산한 결과이다. 엔진 베어링의 스프링 상수는  $K=5\,000\text{ kN/mm}$  를 이용하였으며, 이는 엔진 제조사의 기술자료를 통하여 확인하였다.

또한 Fig. 5.15와 Fig. 5.16은 각각 베어링 반력과 압력을 나타내 주고 있다.

Table 5.6 Results calculated at each bearing considering elastic support

	Distance [m]	Offset [mm]	Load [N]	Pressure [MPa]
AFT S/T b'rg	4.321	0.00	1,439,595	0.65
FWD S/T b'rg	13.221	0.00	268,631	0.41
AFT Int b'rg (No.2 Int b'rg)	20.111	0.00	313,751	0.85
FWD Int b'rg (No.1 Int b'rg)	28.011	-2.53	360,410	0.98
MB1	37.191	-6.14	251,720	0.70
MB2	38.101	-6.12	338,030	0.94
MB3	39.782	-6.09	449,399	1.70
MB4	41.463	-6.07	472,814	1.79
MB5	43.144	-6.04	496,481	1.89

Fig. 5.15 Calculation result of reaction forces for each bearing



Fig. 5.16 Calculation result of pressure for each bearing

상기와 같이 각 베어링을 강체로 가정하였을 때와 엔진 베어링을 탄성체로 가정하였을 때의 조건으로 계산하여 반력을 비교한 것을 **Fig. 5.17**에서 확인할 수 있다.

베어링의 탄성이 고려되면 탄성이 고려되지 않았을 때 보다 MB1의 부하가 작아짐을 확인할 수 있다. 이는 탄성에 의해 베어링의 움셋이 낮아진 데서 원인을 찾을 수 있다. 움셋의 변화가 주기관 베어링 전체에 해당되었지만 모두 허용치 이내로 안정한 결과를 얻을 수 있었다. 본 선박은 장축계로서 이러한 움셋의 변화가 상대적으로 적지만, 짧은 축의 경우에는 탄성에 의한 움셋의 변화로 MB1 베어링의 반력이 무부하 상태 또는 부(-)부하 상태가 될 수 있으므로 축계 정렬 시 충분한 주의를 기울여야 할 것으로 사료된다.



**Fig. 5.17 Comparison with reaction forces between infinite stiff bearing and flexible bearing**

### 5.2.5 실선 축계의 베어링 반력 측정

실선 추진축계의 축배치 계산 데이터로 해서 축계 정렬을 실시하였으며, 진수 후 작업을 이용한 베어링 반력을 측정하였다.

Table 5.7 은 각 베어링의 작업 반력 계측 결과이다. 그리고 Fig. 5.18, Fig. 5.19, Fig. 5.20 은 조선소 작업 절차에 따라 3개의 주기관 베어링의 작업 계측 결과이며, 엔진 제조사의 프로그램을 이용한 작업 분석 곡선을 보여주고 있다.

Table 5.7 Actual measurement result of each bearings by using jack-up method

	FWD S/T b'rg	No. 2 Int b'rg	No. 1 Int b'rg	MB1	MB2	MB3
B'rg load [kN]	175.0	277.9	359.6	60.4	401.3	497.2

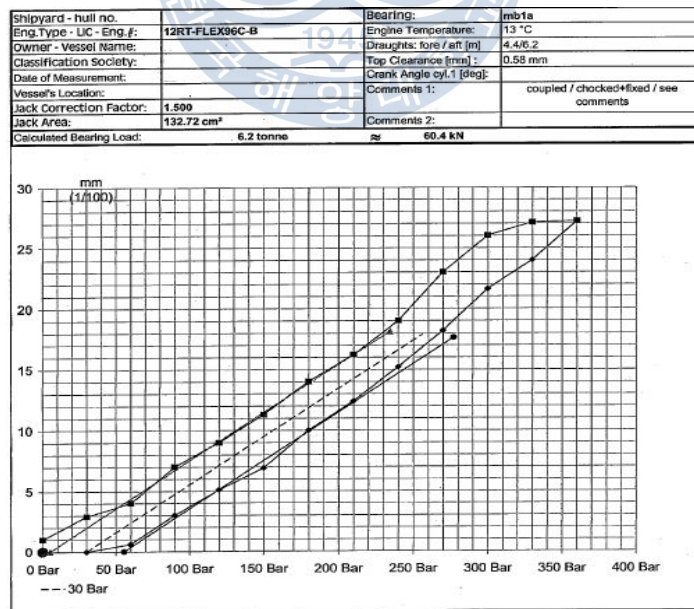


Fig. 5.18 Measurement result of MB1

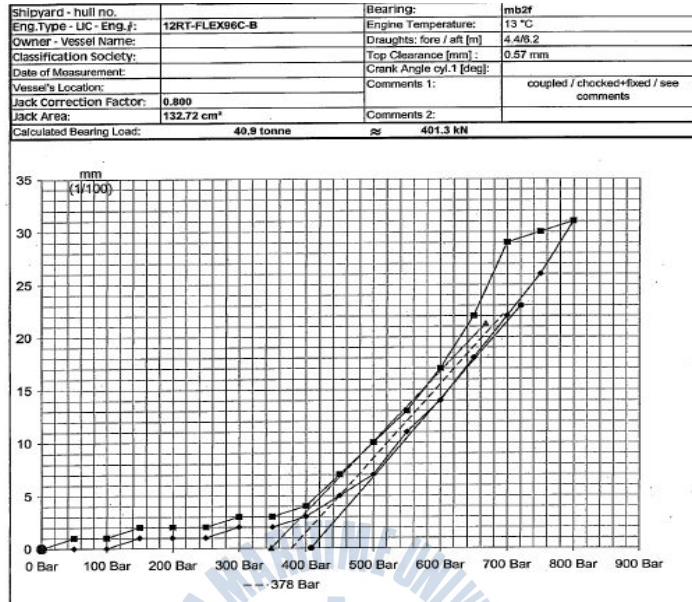


Fig. 5.19 Measurement result of MB2

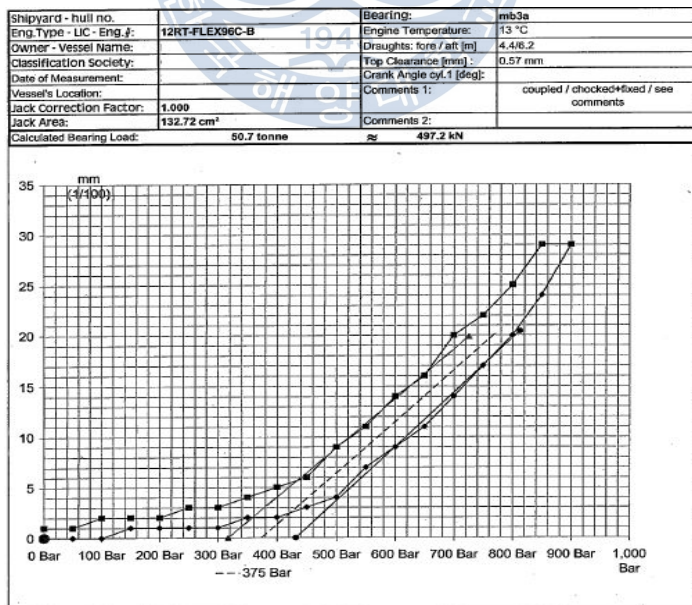
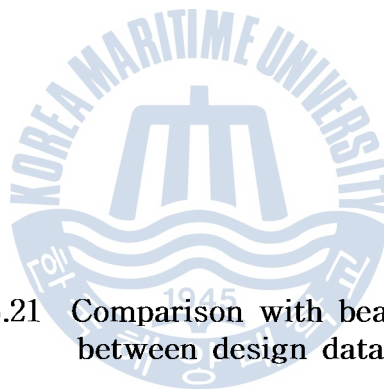


Fig. 5.20 Measurement Result of MB3

**Fig. 5.21**은 선미관 후부 베어링을 제외하고 책업법을 이용해 측정한 데이터와 설계 데이터를 비교한 그래프이다. 본 선박에서 측정된 베어링 반력이 설계치와 근접함을 보여주고 있으며, 시운전시 계측은 하지 않았지만 축계 배치가 적절히 이루어 졌다고 사료된다.



**Fig. 5.21** Comparison with bearing load  
between design data and jack-up data



## 제 6 장 결 론

추진축계 배치의 해석 목적은 선박의 적재하중의 변화와 다양한 운전 조건에 따라 축계의 베어링 반력이 적절한 값을 갖도록 하는 것이다. 따라서 현재 축계 배치 해석에서 열팽창에 의한 메인 엔진 베드의 변형과 프로펠러 추력 모멘트에 의한 영향 그리고 다양한 운전 조건에서의 반력 등을 반영했으며, 본 연구에서 얻어진 결과를 다음과 같이 정리하였다.

(1) 장축을 가지는 초대형 컨테이너선 축계의 최적 축계 배치를 위하여 선박의 정지, 운전 상태에서 축계 배치를 수행하고, 더 나아가 주기관 베어링 개수 및 열팽창 효과를 고려하여 축계 배치 계산을 수행하였다.

(2) 연직방향 엔진 베어링 강성을 선형적으로 고려한 결과와 강체 지지로 했을 경우의 결과를 비교하였다. 그 결과, 장축계로서 읍셋의 변화가 상대적으로 적지만, 짧은 축의 경우에는 탄성에 의한 읍셋의 변화로 주기관 No. 1 메인 베어링의 반력이 무부하 상태 또는 (-)부하 상태가 될 수 있으므로 축계 정렬시 충분한 주의가 필요함을 확인할 수 있었다.

(3) 또한 축계정렬 계산 결과를 바탕으로 설치된 축계에서 진수 후 작업법을 이용해 각 베어링의 반력을 측정하고 설계치와 비교하였다. 그 결과, 본선박에서 측정된 베어링 반력이 설계치에 근접함을 보여 주었다.

본 연구에서는 초대형 컨테이너 선박의 고중량 프로펠러의 부력에 의한 무게 변동과 편심 추력을 고려했으며, 온도에 따른 열팽창에 기인하는 기관실 이중저 및 주기관 베드의 변형 그리고 베어링의 탄성을 고려한 베어링 하중 분석 및 영향 계수를 분석하여 최적의 축계 설계 방안을 모색하였다. 또한 축계 정렬 후 현장에서 만족할 만한 축계 정렬 결과를 도출하기 위해서는 이미 언급된 추진축계 정렬과정이 효과적인 제어 아래 진행되어야 할 것이며 앞으로 선박의 적재 하중 변화에 따른 선체 변형 등의 효율적인 검토가 필요할 것으로 사료된다.

## 참 고 문 헌

- [1] Rudolph Michel, "A Quarter Century of Propulsion Shafting Design Practice and Operating Experience in the U.S. Navy", Naval engineers Journal, p.153, 1959. 2.
- [2] Lehr W.E., et al., "Considerations in the Design of Marine Propulsion Shaft System", SNAME, Vol. 69, p.555, 1961.
- [3] Anderson H.C., Zrodowski J.J., et al, "Co-ordinated Alignment of Line Shaft, Propulsion gear, and Turbines" SNAME, Trans. 67, pp.449~523, 1959.
- [4] Graeme Mann, "Shipyard Alignment of Propulsion Shafting Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineers Journal, p.651, 1965. 8.
- [5] 이용진, "선박 추진축계 배치에 영향을 미치는 선체 변형에 관한 연구", 한국해양대학교 박사학위논문, 2006. 2.
- [6] 강동춘, 박건우, 김경호, "초대형 컨테이너선의 축계정렬 계산 사례 소개", 대한조선학회 특별논문집, pp.138~143, 2005. 6.
- [7] JIME, 關西造機標準, 第12章 軸系 얼라인먼트, No. 247.
- [8] DnV, "Calculation of Shafts in Marine Applications" Classification Notes, No.41.4, May 2002.
- [9] V.M. Kozousek and P.G.Davies, "Analysis and Survey Procedures of Propulsion System ; Shaft Alignment", LR Technical Association: Paper No.5, Session 1999~2000.

- [10] 全孝重, 船舶動力傳達裝置, 太和出版社, pp. 283~284, 1986.
- [11] American Bureau of Shipping, "Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment", pp. 39~53, April 2004.
- [12] Wärtsilä, Engine Alignment "direct-coupled marine propulsion" in design group 9709, p.32, October 2011.
- [13] Wärtsilä-Sulzer, "Engine Alignment", Technical Circular to Licensees 7354, Aug. 2002.
- [14] MAN B&W, "Bearing load measurement by jacking up", ID No. 0742884-5, 1998.
- [15] 김규창, 김준기, "VLCC의 최적 축계 정렬해석 연구", 대한조선학회 특별 논문집, pp. 134~137, 2005. 6.
- [16] 정준모, 최익홍, "선체변형을 고려한 탄성축계 배치 설계 프로그램 개발", 대한조선학회 논문집, 제 43권 제 4호, pp. 512~520, 2006. 8.
- [17] Class NK, GUIDELINES ON SHAFTING ALIGNMENT, "Part A Taking into Account Variations in Bearing Offsets while in Service", pp.6~7, June 2006.
- [18] 이재웅, "베어링 강성을 고려한 초대형 컨테이너 운반선의 최적 축계 정렬 배치에 관한 연구", 한국해양대학교 석사학위논문, 2011. 2.
- [19] Wärtsilä, Technical circular to Licenses 7378, December 2007.