



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



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

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

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

선박의 추진축계 설치시 갭과 색의
적정성에 관한 연구

A Study on the Adequacy of Gap and Sag for
Propulsion Shafting Installation



지도교수 조 권 희

2017 년 8 월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

김 희 탁

본 논문을 김희탁의 공학석사 학위논문으로 인준함.



위원장

최재성

위원

조권희

위원

김양곤



2017년 6월

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	v
Abstract	vii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적	2
1.3 논문 구성	3
제 2 장 축계정렬배치 계산 이론	4
2.1 횡하중과 모멘트 하중을 받는 보의 강성 매트릭스	4
2.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 보의 절점방정식	8
2.3 횡하중과 모멘트하중을 받는 부등 단면보 절점방정식의 해법	11
2.4 반력 영향계수의 계산	13
제 3 장 축계정렬배치의 과정	15
3.1 축계정렬배치의 일반	15
3.2 설계시 축계정렬배치의 평가	16
3.3 검색법을 통한 축계의 거치	19
3.4 작업법을 통한 베어링 하중의 확인	23
제 4 장 갭과 색이 축계에 미치는 영향	28
4.1 갭과 색의 공차에 따른 축계의 변형	28
4.2 커플링의 갭과 색이 축계에 미치는 영향	50
4.3 검색의 설치 방법에 따른 축계의 변형	60
제 5 장 결 론	65



List of Tables

Table 3.1 Permissible pressure for each bearings in accordance with CCS rule ..	17
Table 3.2 Tolerance of the gap-sag in accordance with each class	20
Table 4.1 Case of calculated cases by changed the gap-sag	29
Table 4.2 Specification of shafting system for A ship	30
Table 4.3 Specification of shafting system for B ship	31
Table 4.4 Specification of shafting system for C ship	32
Table 4.5 Target gap-sag based on the design offset for A ship	33
Table 4.6 Result of bearing offsets for A ship	33
Table 4.7 Result of bearing reaction force for A ship	35
Table 4.8 Result of bearing pressure for A ship (table)	35
Table 4.9 Result of relative slope for A ship	36
Table 4.10 Target gap-sag based on the design offset for B ship	37
Table 4.11 Result of bearing offsets for B ship	38
Table 4.12 Result of bearing reaction force for B ship (table)	39
Table 4.13 Result of bearing pressure for B ship	40
Table 4.14 Result of relative slope based for B ship	40
Table 4.15 Target gap-sag based on the design offset for C ship	42
Table 4.16 Result of bearing offsets for C ship	42
Table 4.17 Result of bearing reaction force for C ship (table)	44
Table 4.18 Result of bearing pressure for C ship	44
Table 4.19 Result of relative slope for C ship	45
Table 4.20 Changed value of bearing offset for each ship at case 1	46
Table 4.21 Changed value of bearing offset for each ship at case 2	46
Table 4.22 Changed value of bearing reaction force for each ship at case 1 ..	47
Table 4.23 Changed value of bearing reaction force for each ship at case 2	48
Table 4.24 Changed ratio of bearing reaction force by design for each ship	49
Table 4.25 Design gap-sag based on the design offset for B ship	50
Table 4.26 Predicted bearing offset based on the design for B ship	51
Table 4.27 Reaction influence number for B ship (N/1.0 mm up)	52
Table 4.28 Predicted bearing offset based on the design for B ship	54

Table 4.29 Specification of shafting system for D ship 60
Table 4.30 Design gap-sag by the installation method (Unit : mm) 61
Table 4.31 Result of bearing offset by the installation method (Unit : mm) 62



List of Figures

Fig. 2.1 Free body diagram for linear-elastic beam element	4
Fig. 2.2 Beam of variable cross section	9
Fig. 2.3 Disposal of supporting points	12
Fig. 2.4 Disposal of nodal point deflection	13
Fig. 3.1 Shaft alignment procedure	15
Fig. 3.2 Definition of relative slope on Aft. stern tube bearing	18
Fig. 3.3 Allowable bending moment and shear force at crankshaft flange	19
Fig. 3.4 Definition of gap & sag	18
Fig. 3.5 Example of bearing offset adjusting device	20
Fig. 3.6 Behavior of beam with flange at the end part	21
Fig. 3.7 Example of one stage gap-sag installation	22
Fig. 3.8 Example of multi stage gap-sag installation	23
Fig. 3.9 Hysteresis curve of jack-up result	24
Fig. 3.10 Shafting model with bearing and jack	26
Fig. 4.1 Shaft model of A ship for gap-sag calculation	33
Fig. 4.2 Shaft deflection curve based on allowable tolerance for A ship	34
Fig. 4.3 Result of bearing reaction force for A ship (graph)	34
Fig. 4.4 Assessment of M/E coupling for A ship	36
Fig. 4.5 Shaft model of B ship for gap-sag calculation	37
Fig. 4.6 Shaft deflection curve based on allowable tolerance for B ship	38
Fig. 4.7 Result of bearing reaction force for B ship (graph)	39
Fig. 4.8 Assessment of M/E coupling for B ship	41
Fig. 4.9 Shaft model of C ship for gap-sag calculation	41
Fig. 4.10 Shaft deflection curve based on allowable tolerance for C ship	43
Fig. 4.11 Result of bearing reaction force for C ship (graph)	43
Fig. 4.12 Assessment of M/E coupling for C ship	45
Fig. 4.13 Shaft deflection curve by changing gap at aft coupling	52
Fig. 4.14 Bearing load by changing gap af aft coupling	52
Fig. 4.15 Assessment on engine coupling by changing gap for aft coupling	53
Fig. 4.16 Shaft deflection curve by changing gap at fwd coupling	55

Fig. 4.17 Bearing load by changing gap at fwd. coupling	56
Fig. 4.18 Assessment on engine coupling by changing gap at fwd. coupling	56
Fig. 4.19 Bearing load by changing sag at fwd. coupling	58
Fig. 4.20 Assessment on engine coupling by changing sag at fwd. coupling	58
Fig. 4.21 Result of shaft deflection curve based on installation method	62
Fig. 4.22 Result of bearing load based on installation method	63
Fig. 4.23 Result of engine coupling assessment based on installation method	64



선박의 추진축계 설치시 갭과 색의 적정성에 관한 연구

김 희 탁

한국해양대학교 대학원
기관시스템공학과

초 록

최근에 건조되는 선박의 추진축계는 연료소모량 절감을 위해서 동력전달축의 직경 및 프로펠러 중량을 증가시켰다. 이러한 경향은 추진축계의 강성을 증가시키고, 지지하고 있는 베어링에 하중을 증가시켰다. 그 결과 축계는 선체 변형을 추종하기 어렵게 되고, 지지하는 일부 베어링에서 무 부하 상태에 이르게 되는 현상이 발생할 수도 있게 되었다. 또한 선박의 대형화 경향에 따라 잘못된 축계 정렬에 기인하는 사고 사례가 증가하기 시작했다.

조선소에서 축계정렬시에는 설계시에 베어링 높낮이를 선정하고, 선정된 베어링 높낮이에 맞춰서 설치를 하기 위해 일반적으로 갭색법을 사용하고 설치가 완료된 축계를 검증을 위해서 잭업법을 사용한다. 이 때 계측기기의 오차와 주변환경의 영향으로 인해 오차의 발생은 불가피 하다. 오차에 따라서 설계시 선정된 베어링 높낮이와 차이가 발생하며, 이 오차가 과도할 경우에는 축계를 지지하는 일부 베어링이 무부하 또는 과부하 상태에 놓일 수 있다.

본 연구에서는 갭과 색의 오차에 따른 베어링 높낮이를 역계산하여 축처짐곡선을 추정하였다. 추정된 축처짐곡선을 바탕으로 베어링 하중과 프로펠러축과 선미부 선미관 베어링간의 상대경사각, 주기관 크랭크축 연결부에서 전단력과 굽힘 모멘트에 대해서 평가하였으며 그 결과를 바탕으로 갭과 색의 적정성에 관하여 고찰하였다.

KEY WORDS: 축계정렬; 갭; 색; 잭업; 축처짐곡선;
베어링 높낮이; 베어링 하중; 상대경사각;

A Study on the Adequacy of Gap and Sag for Propulsion Shafting Installation

Hee-tag Kim

Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

Recently, design of shaft diameter and propeller of propulsion shafting are getting bigger and heavier to reduce the fuel oil consumption. This practise has led to increase in the stiffness of propulsion shafting system. Consequently, it gets harder to follow hull deformation which can led to bearings becoming unloaded. In addition, shaft related accidents has been increasing due to the mis-installation of shafting system and the tendency of the ship becoming larger.

Gap-Sag method and Jack-up method are generally used for bearing installation and confirmation are carried out based on the designed bearing offset at the shaft alignment. When these methods are used, the deviation from the target value is unavoidable owing to the error of measuring device and effect of environment. This deviation would also bring out the change in the bearing offset from the target which potentially leads to the bearings condition being either unloaded or overloaded.

In this paper, the bearings offsets and shaft deflection curves were predicted by tolerance of gap and sag from the target. Furthermore, the shaft deflection curve has been assessed in view of bearing load, relative slope. As a result of this study, the adequacy of gap and sag has been examined.

KEY WORDS: Shaft alignment; Gap; Sag; Jack-up; Shaft deflection curve;
Bearing offset; Bearing load; Relative slope;

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

지난 몇 년 동안 해운산업은 선박의 과잉공급과 고유가의 영향에 따라 심각한 경제적인 어려움에 처하였을 뿐만 아니라, 선박에서 발생하는 온실가스를 줄이기 위한 국제해사기구(IMO)의 규제강화 조치는 해운 산업의 불황을 더욱 부추겼다. 이에 따라 선주 및 선박 운영자는 고효율, 친환경적인 선대 운영을 위하여 다양한 방안들을 고안하여 적용하였다. 이 중 선속저감(slow steaming)은 초기투자 비용이 적은 반면, 그 일일 연료 소모량 감소효과가 크기 때문에 최근 건조되는 에코십(Eco-ship)에 표준 전략으로 선택되고 있다[1]. 따라서 저 부하에서 프로펠러의 추진효율을 향상시키기 위해 추진기관은 초장행정으로 설계될 뿐만 아니라, 부분 부하에서도 연료소모량을 최적화하기 위한 각종 엔진 튜닝기술을 조합하여 적용하고 있다[2],[3]. 또한 프로펠러 자체의 효율을 향상시키기 위해서 대직경화 되고 있다[4]. 이와 같은 연료소모량 절감을 위한 노력은 동력전달축의 직경 및 프로펠러 중량의 증가를 야기하며 최종적으로 축계 강성을 증가시킨다. 이렇게 증가된 축계 강성으로 인해 추진축계는 선체 변형을 추종하기가 어렵게 되고, 축계를 지지하는 일부 베어링, 특히 주기관의 최후단 베어링이 무 부하 상태에 이르게 되는 현상이 발생할 수도 있다[5].

또한 선박의 대형화 경향에 따라 잘못된 축계 정렬에 기인하는 사고 사례가 급증하기 시작하였다. 이에 따라 선미관 베어링과 주기관 최후부 베어링 등 축계 베어링 전체에서 손상이 발생하였다. 주로 선미관 베어링에서의 발열 혹은 이상마모가 대부분이며 이를 예방하기 위해서 설계 단계에서 축계 정렬 해석에 영향을 미치는 선체 변형에 대한 연구가 활발하게 진행되었다[6]~[8]. 선체 변형을 설계 단계에서 예상하는 방법은 유한요소해석 등을 통한 해석의 결과가 대부분이며 이러한 해석은 소요되는 시간과 비용에 비해 오차가 큰 편이다. 이를 보완하는 방안으로 미국선급[9] 및 일본선급[10]에서는 스트레인 게이지 및 근접센서를 이용하여 선체 변형을 측정하는 방법 등을 발표하였다. Kim[11] 등은 선박의 적하하중 및 운전조건에 따른 베어링 반력을 스트레인 게이지로 측정하고 이를 책임법에 의한 결과와 비교하여 책임법보다 유용하게 이용될 수 있음을 보고하였다. 또한 Lee[12] 등은 대형유조선 을 대상으로 스트레인 게이지법과 책임법을 활용하여 홀수 변화에 따른 선체변형을 역계산하는 방법을 보고하였다.

축계를 설치할 때 베어링의 높이를 측정하는 여러 가지 방법들 중 간접적인 방법으로는 검색법이 있으며, 직접적인 방법으로는 피아노 법과 레이저 빔을 활용한 방법이 있다. 일반적으로 축계 정렬은 작업의 편의성을 고려하여 검색법을 통해 축계를 설치하고 검증을 위해서 잭업법을 적용하고 있다. 이 방법은 기준선을 직접 사용하지 않기 때문에 이를 작업 전에 구현할 필요가 없다. 다만 커플링 플랜지를 체결하기 전에 두 플랜지 사이에 갭과 색을 측정하고 해석 값과 일치되도록 베어링 높이를 조절하는 방법이다. 하지만 이 방법은 작업자의 갭과 색의 측정오차에 따라 정확도에 차이가 발생하며, 이 오차가 과도할 경우에는 축계를 지지하는 일부 베어링이 무부하 또는 과부하 상태에 놓이게 될 수 있다. 따라서 최근 건조되는 에코십의 경우, 추진축계에서 검색법에 적용하고 있는 오차의 범위에 대한 검토가 필요하다.

1.2 연구 목적

최근 건조되는 에코십은 연료소비량을 절감하기 위하여 저속 대직경 프로펠러를 장착하고 있으며, 저속에서도 높은 추진효율을 갖도록 설계된 연료절약형 초장행정 엔진을 탑재하고 있다. 이로 인하여 축계의 강성은 증가하게 되어 유연성은 저하되었고 추진축계는 선체 변형을 추종하기가 어렵게 되었다. 그 결과 종래에는 문제가 되지 않았던 축계 베어링의 손상이 발생하게 되었다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 축계를 지지하는 베어링의 높낮이를 조절하여 축계가 이를 지지하는 모든 베어링에 추종할 수 있도록 하는 추진축계 정렬 설계와 검증방법이 연구되었다.

축계 정렬작업은 축계를 지지하는 모든 베어링들이 설계단계에서 구현된 베어링 하중이 작용되도록 각각의 베어링 높낮이를 설정하는 것이다. 따라서 축계를 지지하는 베어링의 높이를 정확하게 설정하기 위해서는 필수적으로 베어링의 높이를 측정하고 조정하는 기술이 요구된다. 하지만 선체가 변형되고 축계 정렬 해석에서 사용된 기준선을 구현하는 것이 매우 어렵기 때문에 베어링의 높이를 측정하고 조정하는 방법은 고난도의 기술을 필요로 한다. 일반적으로 작업의 편의성을 고려하여 베어링 반력을 측정하는 잭업법과 병행하여 검색법을 적용하고 있다. 최근 일부 선급에서는 축계 정렬 작업의 정확도를 향상시키기 위해서 선미관 최후부 베어링의 가공 및 설치에 대한 검증을 추가로 요구하고 있다. 하지만 이는 축계 정렬 작업에 앞서 기준선에 대한 검증을 위한 추가 작업에 해당되며, 검색법에 대한 정확도는 제시하고 있지 않다.

따라서 본 논문에서는 축계 정렬 검증작업에 있어서 베어링의 높이를 측정하는

검색법을 적용할 경우 겹과 색의 측정오차에 따른 축계를 지지하는 각부 베어링의 반력과 축에 작용하는 굽힘 모멘트의 변화를 검토한다. 이에 따라 검색법을 적용하여 축계 정렬작업을 할 경우 축계 안정성을 확보할 수 있는 적정 범위를 갖는 겹과 색의 오차범위를 제시한다.

1.3 논문 구성

본 논문은 총 5장으로 구성되어 있다.

1장에서는 연구 배경 및 목적, 논문 구성에 대해서 소개하고 있다.

2장에서는 축계 정렬의 이론적 해석방법에 대해서 설명한다. 축계 정렬 해석에 적용되는 방법으로는 3연 모멘트법, 매트릭스 구조해석법, 전달매트릭스법이 있으며, 이 장에서는 본 연구에서 사용한 매트릭스 구조해석법에 대해서 기술한다.

3장에서는 축계 정렬 작업은 설계시 베어링의 높낮이를 선정한 후 현장에서 선정된 베어링의 높낮이로 설치하는 과정을 통해 진행된다. 이 때 베어링의 높낮이를 선정할 때 고려해야 하는 사항과 설치 작업시 적용하고 있는 검색법과 작업법에 대해서 기술한다.

4장에서는 검색법을 적용하여 축계 정렬 작업을 할 경우 겹과 색의 측정오차에 따른 축계를 지지하는 각부 베어링의 반력과 축에 작용하는 굽힘 모멘트의 변화를 검토한다. 이를 위해 최근 건조된 3척의 예코십을 대상으로 하였다. 또한 축계의 커플링부 연결방식을 동시에 체결하는 경우와 순차적으로 체결하는 경우에 차이를 비교 검토하여 겹과 색의 허용 가능한 최대 오차범위 내에서 적용하기 적절한 방식을 제시한다.

5장에서는 본 논문의 결론으로 본 연구에서 산출한 결과를 요약 정리한다.

제 2 장 축계 정렬 해석 이론

축계 정렬 해석은 연속된 보에서 지점 모멘트를 부정정보로 취하여 각 지점에서 여력만큼의 방정식을 풀어서 지점 모멘트를 구하는 삼연 모멘트법, 연속된 보의 임의 단에서의 양단의 변위 및 단면력의 상호관계를 나타내는 매트릭스를 이용하여 해석하고자 하는 보의 임의의 위치에서의 변위 혹은 응력 등을 해석하는 전달 매트릭스법, 그리고 해석하고자 하는 연속된 보를 간단한 기하학적 모양을 가지는 작은 요소로 나누고, 각 요소 내에서의 역학적 반응을 구한 후, 이것을 모두 한 시스템 내에서 합쳐서 연속된 보의 전체적인 역학적 반응치를 구하는 매트릭스 구조해석법(유한요소해석법) 등이 있다. 이러한 방법을 통해서 각각의 베어링에 작용하는 하중과 함께 선미부 선미관 베어링과 프로펠러축 사이의 상대경사, 주기관 커플링 부분에서의 굽힘 모멘트와 전단력에 관하여 함께 평가하게 된다. 본 장에서는 삼연 모멘트 정리에 비해 정확도가 높고, 전달 매트릭스법에 비해서는 계산이 용이한 매트릭스 구조해석법에 대해서 기술한다[13].

2.1 횡하중과 모멘트 하중을 받는 보의 강성 매트릭스

횡하중과 모멘트 하중을 받는 하나의 보의 자유물체도와 함께 나타내면 Fig. 2.1 같다. 여기에서 v_1 는 1에서의 수직방향 변위량을 ϕ_1 은 1에서의 각 변위량을, f_{1y} 는 지점1에서 작용하는 횡하중을, m 은 모멘트를 나타낸다.

Fig. 2.1과 같이 전체 길이가 L인 보의 수직방향 변위 $v(x)$ 는 식 (2.1)과 같다.

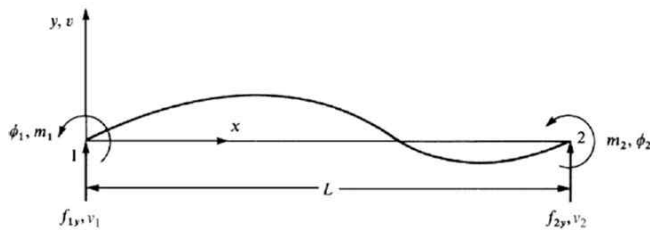


Fig. 2.1 Free body diagram for linear-elastic beam element[14]

$$v(x) = a_1x^3 + a_2x^2 + a_3x + a_4 \quad (2.1)$$

x항의 계수인 a_1, a_2, a_3, a_4 는 양 끝단의 경계조건을 통해서 구할 수 있다.

$x=0$ 지점에서의 경계조건은 식 (2.2) 와 같고,

$$v(0) = v_1, \quad \frac{dv(0)}{dx} = \phi_1 \quad (2.2)$$

$x=L$ 지점에서의 경계조건은 식 (2.3)과 같게 된다.

$$v(L) = v_2, \quad \frac{dv(L)}{dx} = \phi_2 \quad (2.3)$$

각각의 경계조건을 식(2.1)에 대입을 하면 각각의 식으로부터 다음과 같은 결과를 얻게 된다.

$$v(0) = v_1 = a_4 \quad (2.4)$$

$$\frac{dv(0)}{dx} = \phi_1 = a_3 \quad (2.5)$$

$$v(L) = v_2 = a_1L^3 + a_2L^2 + a_3L + a_4 \quad (2.6)$$

$$\frac{dv(L)}{dx} = \phi_2 = 3a_1L^2 + 2a_2L + a_3 \quad (2.7)$$

식 (2.4), (2.5), (2.6), (2.7)을 v_1, v_2, ϕ_1, ϕ_2 로 정리를 해야 한다. 식 (2.4)와 (2.5)는 각각 v_1 과 ϕ_1 인 것을 알 수 있으며, a_1, a_2 항은 식(2.6)과 (2.7)을 이용하여 다음과 같이 정리 할 수 있다. 우선 식 (2.6)을 a_1 에 관하여 정리를 하면,

$$a_1 = \frac{1}{L^3}(v_2 - a_2L^2 - \phi_1L - v_1)$$

식 (2.7)을 a_1 에 관하여 정리를 하면,

$$a_1 = \frac{1}{3L^2}(\phi_2 - 2a_2L - \phi_1)$$

이 되고, 두 식을 아래와 같이 연립을 하여 a_2 항으로 정리를 하면 아래의 식 (2.8)과 같다.

$$\frac{1}{L^3}(v_2 - a_2L^2 - \phi_1L - v_1) = \frac{1}{3L^2}(\phi_2 - 2a_2L - \phi_1)$$

$$a_2 = -\frac{3}{L^2}(v_1 - v_2) - \frac{1}{L}(2\phi_1 + \phi_2) \quad (2.8)$$

식 (2.8)을 식 (2.6) 또는 (2.7)에 대입하여 a_1 에 관하여 정리를 하면 식 (2.9)를 구할 수 있다.

$$a_1 = \frac{1}{3L^2} \left[\phi_2 - 2L \left\{ -\frac{3}{L^2}(v_1 - v_2) - \frac{1}{L}(2\phi_1 + \phi_2) \right\} - \phi_1 \right]$$

$$a_1 = \frac{2}{L^3}(v_1 - v_2) + \frac{1}{L^2}(\phi_1 + \phi_2) \quad (2.9)$$

이렇게 구해진 식 (2.4), (2.5), (2.8), (2.9)를 식 (2.1)에 대입하면, 식 (2.1)은 다음의 식 (2.10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$v(x) = \left\{ \frac{2}{L^3}(v_1 - v_2) + \frac{1}{L^2}(\phi_1 + \phi_2) \right\} x^3 + \left\{ -\frac{3}{L^2}(v_1 - v_2) - \frac{1}{L}(2\phi_1 + \phi_2) \right\} x^2 + \phi_1 x + v_1 \quad (2.10)$$

한편, 대칭면 내에서 굽힘 작용을 받는 보의 탄성선의 미분방정식은 식 (2.11)과 같다.

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{EI} \quad (2.11)$$

여기에서 M 은 굽힘 모멘트, E 는 보의 탄성계수, I 는 단면의 2차 모멘트를 나타낸다. 그리고 식의 해인 y 는 보의 탄성선, 즉 처짐 곡선 방정식인 앞서 구한 식 (2.10)이 된다. 이를 다시 풀어서 나타내면 다음과 같다.

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = EI \frac{d^2v(x)}{dx^2} = -M$$

또한 굽힘 모멘트의 변화율은 해당 단면에서의 전단력과 같으므로 식 (2.12)와 같이

나타낼 수 있다.

$$EI \frac{d^3 y}{dx^3} = - \frac{dM}{dx} = - V \quad (2.12)$$

이 때 V 는 임의의 단면에 걸리는 전단력을 나타낸다.

Fig. 2.1에서 정의한 f 와 m 을 식 (2.11)과 (2.12)에 적용을 하면 다음과 같다.

$$EI \frac{d^3 v(0)}{dx^3} = f_{1y} = V, \quad EI \frac{d^2 v(0)}{dx^2} = m_1 = - m$$

$$EI \frac{d^3 v(L)}{dx^3} = f_{2y} = - V, \quad EI \frac{d^2 v(L)}{dx^2} = m_2 = m$$

첫 번째 조건을 처짐 곡선 방정식인 $v(x)$ 에 적용하면 식 (2.13)과 같다.

$$EI \frac{d^3 v(0)}{dx^3} = f_{1y} = 6 \left\{ \frac{2}{L^3} (v_1 - v_2) + \frac{1}{L^2} (\phi_1 + \phi_2) \right\} = \frac{1}{L^3} (12v_1 + 6L\phi_1 - 12v_2 + 6L\phi_2) \quad (2.13)$$

나머지 다른 세 가지 조건을 $v(x)$ 에 적용하면 식 (2.14), (2.15), (2.16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$EI \frac{d^2 v(0)}{dx^2} = m_1 = 2 \left\{ \frac{3}{L^2} (v_1 - v_2) + \frac{1}{L} (2\phi_1 + \phi_2) \right\} = \frac{1}{L^3} (6Lv_1 + 4L^2\phi_1 - 6Lv_2 + 2L^2\phi_2) \quad (2.14)$$

$$EI \frac{d^3 v(L)}{dx^3} = f_{2y} = 6 \left\{ \frac{2}{L^3} (v_2 - v_1) - \frac{1}{L^2} (\phi_1 + \phi_2) \right\} = \frac{1}{L^3} (-12v_1 - 6L\phi_1 + 12v_2 - 6L\phi_2) \quad (2.15)$$

$$\begin{aligned} EI \frac{d^2 v(L)}{dx^2} = m_2 &= 6L \left\{ \frac{2}{L^3} (v_1 - v_2) + \frac{1}{L^2} (\phi_1 + \phi_2) \right\} + 2 \left\{ - \frac{3}{L^2} (v_1 - v_2) - \frac{1}{L} (2\phi_1 + \phi_2) \right\} \\ &= \frac{1}{L^3} (6Lv_1 + 2L^2\phi_1 - 6Lv_2 + 4L^2\phi) \end{aligned} \quad (2.16)$$

식 (2.13), (2.14), (2.15), (2.16)를 정리하면,

$$\begin{pmatrix} f_{1y} \\ m_1 \\ f_{2y} \\ m_2 \end{pmatrix} = \frac{EI}{L^3} \begin{pmatrix} 12v_1 + 6L\phi_1 - 12v_2 + 6L\phi_2 \\ 6Lv_1 + 4L^2\phi_1 - 6Lv_2 + 2L^2\phi_2 \\ -12v_1 - 6L\phi_1 + 12v_2 - 6L\phi_2 \\ 6Lv_1 + 2L^2\phi_1 - 6Lv_2 + 4L^2\phi_2 \end{pmatrix}$$

과 같이 되고, 우변의 각 행을 간단하게 정리하면 식 (17)과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} f_{1y} \\ m_1 \\ f_{2y} \\ m_2 \end{bmatrix} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6 & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ \phi_1 \\ v_2 \\ \phi_2 \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

식 (2.17)은 횡하중과 모멘트와 수직 변위량과 각 변위량의 행렬로서, 우변의 $\frac{EI}{L^3}$ 을 포함한 4×4 행렬은 보의 강성 매트릭스(stiffness matrix)가 된다[15]~[17].

2.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 보의 절점방정식

추진축계는 하나의 부등단면보로 생각할 수 있다. Fig. 2.2와 같이 부등단면보의 축계를 세분화하여 등단면보로 간주 할 수 있을 정도로 세분하면 각각의 등단면은 하나의 부등단면보로 간주할 수 있다. 각 구간마다 강성 매트릭스를 비롯하여 외력의 벡터, 단면력의 벡터 등을 구하여 절점방정식으로 나타내면 식(2.18)과 같다.

$$\left. \begin{aligned}
 f_{a1} &= k_{aa1} U_{a1} + k_{ab1} U_{b1} + f_{a1} \\
 f_{b1} &= k_{ba1} U_{a1} + k_{bb1} U_{b1} + f_{b1} \\
 f_{a2} &= k_{aa2} U_{a2} + k_{ab2} U_{b2} + f_{a2} \\
 f_{b2} &= k_{ba2} U_{a2} + k_{bb2} U_{b2} + f_{b2} \\
 f_{a3} &= k_{aa3} U_{a3} + k_{ab3} U_{b3} + f_{a3} \\
 f_{b3} &= k_{ba3} U_{a3} + k_{bb3} U_{b3} + f_{b3}
 \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

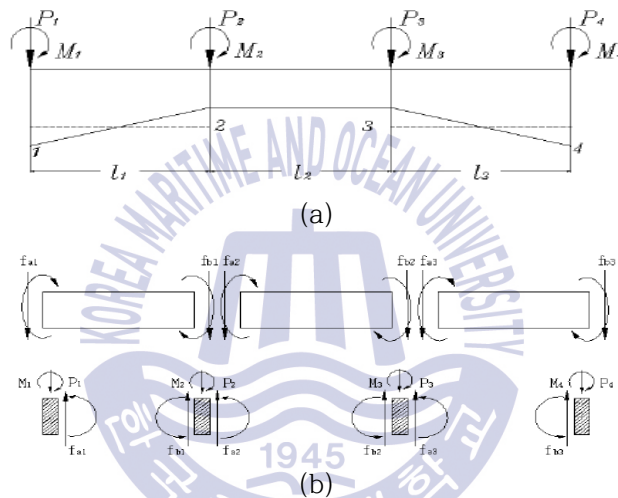


Fig. 2.2 Beam of variable cross section

여기서,

$f_{a1}, f_{b1}, \dots, f_{a3}$: 각 절점에 작용하는 외력

k_{aa1} : a_1 점에 단위변위를 일으키기 위하여 a_1 점에 가하여야 할 힘

k_{ab1} : a_1 점에 단위변위를 일으키기 위하여 b_1 점에 가하여야 할 힘

U_{a1} : a_1 점의 변위

U_{b1} : b_1 점의 변위

f_{fa1} : a_1 의 고정단 단면력

(양단 a, b 를 고정하였을 때 작용외력에 의하여 a, b 단에 생기는 단면력)

이다. Fig. 2.2(b)를 참조하여, 각 절점에서 단면력은 식(2.19)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} f_{a1} &= P_1 \\ f_{b1} + f_{a2} &= P_2 \\ f_{b2} + f_{a3} &= P_3 \\ f_{b3} &= P_4 \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

그리고 각 부재단의 변위는 부재단이 연결되는 절점의 변위와 같으므로 식(2.20)과 같다.

$$\left. \begin{aligned} U_{a1} &= U_{P1} \\ U_{b1} + U_{a2} &= U_{P2} \\ U_{b2} = U_{a3} &= U_{P3} \\ U_{b3} &= U_{P4} \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

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(2.18)을 식(2.19)에 대입하면, 식(2.21)과 같다.

$$\left. \begin{aligned} k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} &= P_1 - f_{a1} \\ k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} &= P_2 - f_{a2} - f_{b1} \\ k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} &= P_3 - f_{a3} - f_{b2} \\ k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} &= P_4 - f_{b3} \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

식(2.21)의 U_{a1}, U_{b1}, \dots 을 식(2.20)을 이용하여 $U_{P1} \sim U_{P4}$ 로 치환하면 식(2.22)로 정리 할 수 있으며, 이는 Fig. 2.2 보의 절점방정식이다.

$$\begin{bmatrix} k_{aa1} & k_{ab1} & 0 & 0 \\ k_{ba1} & k_{bb1} + k_{aa2} & k_{ab2} & 0 \\ 0 & k_{ba2} & k_{bb2} + k_{aa3} & k_{ab3} \\ 0 & 0 & k_{ba3} & k_{bb3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{P1} \\ U_{P2} \\ U_{P3} \\ U_{P4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{a1} + 0 \\ f_{a2} + f_{b1} \\ f_{b3} + f_{b2} \\ 0 + f_{b3} \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

우변의 첫 번째 벡터는 절점에 작용하는 외력이고, 두 번째 벡터는 각 절점에서의 고정단 단면력을 모은 것으로서 각 부재에 작용하는 외력을 절점하중으로 변환한 것이다. 좌변의 계수행렬은 보 전체의 강성매트릭스이다. 식(2.22)를 $U_{P1} \sim U_{P4}$ 에 대해 풀면 각 절점의 변위를 얻을 수 있다. 또한, 이 결과를 식(2.20)을 이용하여 변형한 식(2.18)에 대입하면 각 부재의 부재단 단면력 $f_{fa1} \sim f_{fb3}$ 등을 구할 수 있다.

2.3 횡하중과 모멘트하중을 받는 부등 단면보 절점방정식의 해법

횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보를 n 분할하여 구한 절점방정식의 차수는 $(2n+2)$ 이다. 따라서 통상의 박용기관 축계에 있어 단면의 변화가 있는 곳과 지지점 등에 절점을 설치할 경우 절점방정식에 포함되는 매트릭스의 차수는 최소한 10차 이상이 되기 때문에 사실상 컴퓨터의 도움 없이는 계산이 불가능하다.

식(2.22)를 간단하게 표현하면 식(2.23)으로 나타낼 수 있다.

$$[K]U = P - f \quad (2.23)$$

식(2.23)에서 f 를 좌변으로 이항하여 정리하면 식(2.24)로 표현이 가능하며,

$$P = [K]U + f \quad (2.24)$$

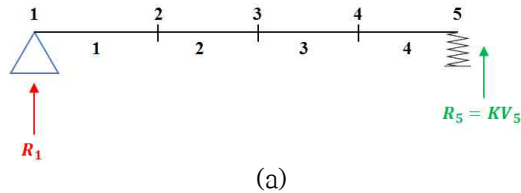
$[K]$ 의 역 매트릭스를 식(2.24)의 좌변에 곱하면 식(2.25)가 된다.

$$U = [K]^{-1}(P - f) \quad (2.25)$$

식(2.25)로부터 각 절점의 수직 변위량(deflection)과 각 변위량(slope)을 구할 수 있다. 각 지지배어링의 반력은 일반적으로 일종의 외력이므로 P 항 중에 포함되며, 따라서 식(2.25)의 결과를 식(2.24)에 대입하면 P 항, 즉 미지의 지점반력이 구해진다.

Fig. 2.3(a)와 같이 절점 1에 지점이 있는 경우에는 변위 V_1 이 0이고 지점반력 $-R_1$

(부호규약에 의해 아랫방향을 +로 취하므로, 반력은 -이다) 반력도 작용외력의 일종이므로 하중항 P 에 포함시켜야 한다. 그러나 계산 초에 있어서 반력은 미지수이므로 이것을 우변에 그대로 둘 수 없으며 좌변으로 이항시키거나 R_1 을 포함하는 방정식을 제거할 필요가 있다. 제거하는 것이 강성매트릭스가 대칭으로 되어 계산이 편리하게 된다. 본 계산의 목적중 하나가 지지 베어링의 반력을 아는데 있으므로 제거한 행을 판곳에 남겨두었다가 변형을 계산한 다음 이것과 강성매트릭스를 곱하면 지지점 반력이 구하여진다.



$$\begin{bmatrix}
 0 & & & & \\
 & V_2 & & & \\
 & & V_3 & & \\
 & & & V_4 & \\
 & & & & V_5
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 -R_1 \\
 \times \\
 \times \\
 \times \\
 -K_5
 \end{bmatrix}$$

(b)

Fig. 2.3 Disposal of supporting points

Fig. 2.3(b)와 같이 강성매트릭스의 지지점인 제1행의 요소를 0으로 놓음으로써 행을 제거할 수 있다. 또한 변위 V_1 을 0으로 하는 대신에 강성매트릭스의 제1열을 0으로 한다.

다시 말해 지지점의 처리는 그 지점과 같은 번호의 강성매트릭스의 행과 열의 요소를 0으로 놓으면 된다. 이 때 행과 열이 모두 0으로 된 강성매트릭스는 역 매트릭스 계산이 불가능하므로 이것을 축소시켜 역 매트릭스를 계산한 다음 다시 원상태로 확대하면 된다. 그러나 실제 전산프로그램 작성상 이 조작은 상당히 복잡하므로 행과 열을 0으로 한 다음 대각요소만을 1로 놓아 역 매트릭스를 계산하는 것이 편리하다.

지점이 절점 5와 같이 탄성 지지되는 경우에는 스프링 상수를 K 라고 하였을 경우,

절점의 변위에 비례하는 반력 $R_3 = KV_3$ 가 생긴다. 이것도 하중항 P 에 포함시켜야 하는데 V_3 를 포함하는 항을 우변에 둘 수 없다. 이것을 좌변으로 옮겨서 Fig. 2.3(b)와 같이 강성 매트릭스의 (5.5)요소에 K 를 합산하면 된다. 이와 같은 방법으로 각 지지점의 반력을 계산할 수 있다.

2.4 반력 영향계수의 계산

축계배치에 있어서 축계의 유연성을 나타내는 척도인 베어링 반력영향계수(RIN, Reaction Influence Number)는 각 베어링의 지지점 위치가 동일 수평면 상에 있고 그중 한 개의 지지점 만이 단위높이(통상 1 mm)만큼 상승 또는 하강하였을 때 다른 베어링의 반력변화량을 나타낸다. 주로 축의 강성 및 베어링 거리에 의해서 결정되는데 베어링 영향계수가 낮을수록 선체변형에 더 유연하다고 할 수 있다[18].

Fig. 2.4(a)에서 보이는 바와 같이 절점 3이 Δ_3 만큼 변위한다고 할 때, 이 변위를 일으키기 위해서는 절점 3에 외력 R_3 를 작용시킬 필요가 있다.

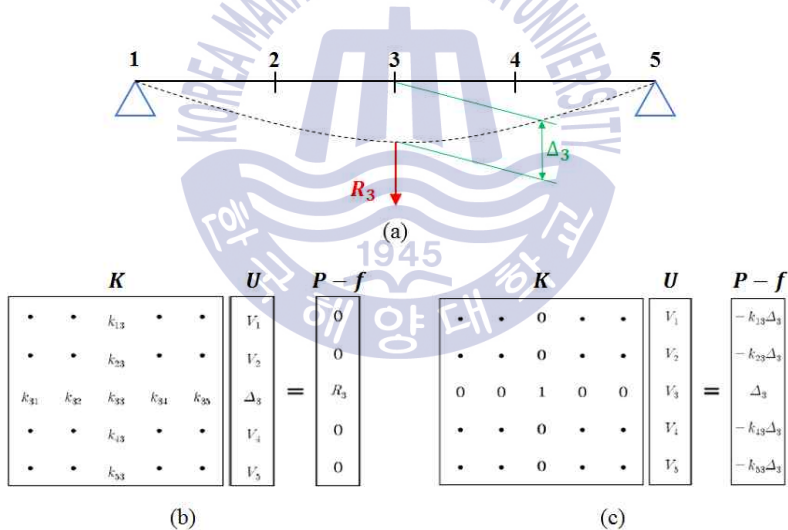


Fig. 2.4 Disposal of nodal point deflection

이 경우를 식(2.23)에 나타내면 Fig. 2.4(b)와 같다. 이 때 Δ_3 는 이미 알고 있는 값, R_3 는 미지의 값이다. 이미 알고 있는 값은 우변으로 옮기고 모르는 값인 R_3 를 포함하는 방정식을 제거하면 Fig. 2.4(c)와 같이 변형된다. 이는 식(2.23)의 강성 매트릭스의 제3열에 대한 지점의 처리를 행하면 된다. 다만 강성매트릭스의 3행과

3열의 요소를 모두 0로 하면 V_3 의 값이 바르게 구해지지 않는다. 이 모순을 피하기 위하여 Fig. 2.4(c)와 같이 강성매트릭스의 (3.3)요소를 Δ_3 로 하여 풀거나 강성매트릭스의 (3.3)요소를 0으로 한 채 폰 다음 V_3 를 Δ_3 로 변경하도록 한다.

이와 같은 방법으로 각 지점이 순차적으로 단위변위 만큼 변화를 일으킬 경우 각 지점의 지지하중(반력)의 변화가 반력 영향계수이다[19].



제 3 장 축계정렬배치의 과정

3.1 축계정렬배치의 일반

축계정렬배치 과정은 Fig. 3.1과 같이 설계, 분석, 시공 및 검증 단계로 구성된다.

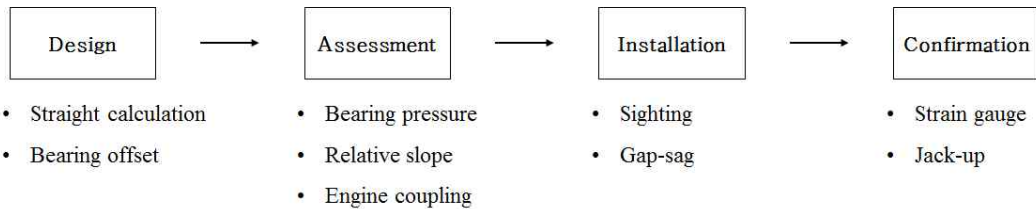


Fig. 3.1 Shaft alignment procedure

각각의 단계에 대해서 상세히 기술을 하면, “설계(design)”란 축계의 지지베어링의 적정 높낮이를 찾아가는 과정을 일컫는다. 우선 베어링을 직선 배치한 상태에서의 하중분배를 계산한 후, 각 지지베어링을 단위 높이(1 mm)만큼 변화 시켰을 때의 하중변화량을 확인한 후, 선미관 베어링을 제외한 중간축 및 주기관의 메인 베어링의 높이를 조정하여 각종 평가 기준에 적합한 적정 높이를 찾게 된다. 이때 선미관 베어링은 선미부 선각에 탑재되어 있으므로 높이의 조정이 불가능하며, 이러한 선미관 베어링의 중심선은 축계정렬배치의 기준선이 된다.

“평가(assessment)”의 단계에서는 “설계” 단계에서 설정한 지지베어링의 높낮이가 적정인지 확인을 한다. 확인을 하는 요소는 지지베어링의 면압, 프로펠러축과 선미관 베어링 사이의 상대적 경사각, 축의 굽힘 모멘트, 엔진 플라이휠 연결부 축의 굽힘 모멘트-전단력 선도가 있다. 여기에 감속기어가 설치된 축계의 경우에는 감속기어의 베어링 면압과 입출력 축 베어링의 하중차이 등이 추가로 확인 되어야 한다. 각각의 상세한 내용에 대해서는 뒤에서 다루도록 한다.

“시공(installation)” 단계는 “설계” 단계에서 설정한 지지베어링의 높낮이에 대한 “평가”를 마친 이후, 실제 선박에 축계를 설치하는 단계이다. 이 단계는 투시과정을 통해서 기준선을 설치하는데, 투시과정에는 광학기구, 레이저 또는 피아노선 등이 사용된다. 투시과정은 베어링 위치, 엔진 위치 및 선미관 베어링 경사 등에서의 오차를 최소화하기 위하여 가급적 선박 구조물의 온도가 안정화 상태에서 시행하는 것이 바람직하며, 실시되기 전에 선미부분에서의 용접작업을 포함한 모든 작업이 완료되어야

하고, 상부구조물, 주기관 등과 같은 무거운 구조물 및 장비들은 선박에 설치되어 있어야 한다. 이는 앞서 설계한 조건과 실제 선박의 상태를 유사하게 만들어 구조변형을 막기 위함이다. 기준선을 설치하여 각 베어링의 높낮이를 확인한 후, 검색법을 통해서 축계를 조립하기 전에 지지베어링의 높낮이를 조정하여 “설계”단계에서 설정한 적정 높낮이에 맞춘다.

마지막으로 “검증(confirmation)” 단계에서 축계정렬상태를 확인하기 위해서 베어링반력과 베어링과 축의 어긋난 정도를 측정하여야 한다. 우선, 베어링 반력의 측정은 일반적으로 검색법과 스트레인게이지법과 같은 간접적인 방법과 잭업법과 같은 직접적인 방법을 사용하여 측정한다. 간접적인 방법은 베어링반력과 일정한 관계가 있는 축에서의 처짐량과 변형률을 측정하는 방법이고, 직접적인 방법은 유압잭(hydraulic jack)을 사용하여 축을 직접 들어서 특정 베어링에서의 하중을 구하는 방법이다. 베어링과 축과의 어긋난 정도는 틱새 게이지(feeler gauge)를 사용하며, 중간축과 주기관의 최후부 3개 베어링에 대해서 확인을 한다. 이때 축의 런아웃(runout) 영향으로 어긋남이 나타날 수 있으므로, 축을 회전시키면서 여러 번에 걸쳐 측정하여야 한다. 베어링과 축의 어긋난 정도는 베어링에 작용하는 하중이 길이방향으로 어떻게 분포하는지 확인하기 위한 작업이다. 어긋남이 클 경우에는, 베어링의 모서리에 하중이 집중되어, 주기관이 운전 중에 베어링에 유막이 형성되는 것을 방해하여 베어링 손상이나 파손을 방지하기 위함이다.

3.2 설계시 축계정렬배치의 평가

축계정렬배치의 목적은 앞서 1.1에서 이야기 한 바와 같이 프로펠러를 포함하여 각종 하중과 모멘트가 작용하는 추진축계를 선미관 베어링, 중간축 베어링 및 주기관의 주베어링에 적절히 분배시키시는 것을 목적으로 한다. 따라서 축계정렬배치가 적절히 이루어 졌는지, 설계시 선정한 베어링의 높낮이가 적절한지 평가를 할 때는 최우선적으로 각각의 베어링에 인가되는 하중, 다시 말해 베어링이 지지하고 있는 하중을 확인하여야 한다.

3.2.1 베어링 하중

축계를 지지하고 있는 베어링의 하중은 우선적으로 양(+)¹⁾의 값을 가져야 한다. 베어링의 하중이 음수인 경우는 해당 베어링에 하중에 작용하지 않는 경우를 의미하며 이는 곧 주변의 다른 베어링에 불필요한 하중이 추가로 작용하기 때문이다. 또한,

베어링 내부에서 축이 떠 있게 되어 횡진동의 문제가 발생할 수 있다.

제조사에서 제공하는 베어링의 허용하중은 단위 베어링의 면압을 통해서 나타내며, 다음의 식(3.1)과 같이 구한다.

$$p = \frac{W}{l \times d} \quad (3.1)$$

여기서, W 는 베어링에 의해 지지되는 정적 하중 (N), l 은 베어링의 길이(mm), d 는 베어링의 내경(mm)을 나타낸다. 베어링의 정적하중을 베어링의 길이와 내경의 곱을 나눈 값으로서 베어링의 투영 면적을 기준으로 한다.

기름 윤활방식의 화이트메탈을 사용한 선미부 선미관 베어링의 하중은 선급에서 0.8 MPa로 정하고 있다. 여기에 추가하여 중국 선급에서는 베어링의 설치되는 위치 및 종류에 따라서 다음과 같이 제시하고 있다[20].

Table 3.1 Permissible pressure for each bearings in accordance with CCS rule

No.	Bearing	Permissible pressure (MPa)
1	Stern tube forward bearing	0.8 MPa
2	Nonmetallic stern tube bearing	0.3 MPa
3	Intermediate shaft bearing	0.8 MPa
4	Gear shaft bearing	0.1 MPa

3.2.2 선미부 선미관 베어링에서의 하중 완화

3.3.1의 베어링 하중 외에 다른 축계정렬배치의 기준들이 있다. 그중에서 선미부 선미관 베어링의 상대경사각은 베어링 하중을 보완하여 주는 역할을 한다. 식(3.1)과 같이 베어링의 하중은 단위 베어링의 면압을 통해서 나타내고, 압력으로 환산시의 면적은 베어링의 투영면적을 기준으로 한다는 것을 3.3.1에서 확인하였다. 특정 베어링의 하중이 베어링의 투영면적에 골고루 작용한다는 것을 가정하고 있다. 선미부 선미관 베어링은 프로펠러와 가장 가까운 곳에 위치하는 만큼 지지하는 하중의 크기도 크고, 축의 수직 변위량과 각 변위량이 커서 베어링의 선미측 끝단에서 하중의 집중이 발생할 수 있다. 이러한 하중의 집중을 막기 위해서 베어링에서의 최대 압력에 대해서 프랑스 선급은 11 MPa, 일본 선급은 40 MPa로 제한하고 있다[10],[21].

또한 중국 선급을 제외한 대부분의 선급에서는 Fig. 3.2와 같은 베어링 부분에서의

프로펠러축의 경사와 선미축 선미관 베어링의 경사와의 상대적인 경사를 3×10^{-4} rad 보다 작도록 제한하고 있다. 중국 선급은 3.5×10^{-4} rad로 제한하고 있다. 추가적으로 프랑스 선급과 덴마크 선급에서는 경사각도가 선미관 베어링과 축 사이의 반경기준 간격과 베어링의 유효길이와의 비보다 작도록 제한하고 있다.

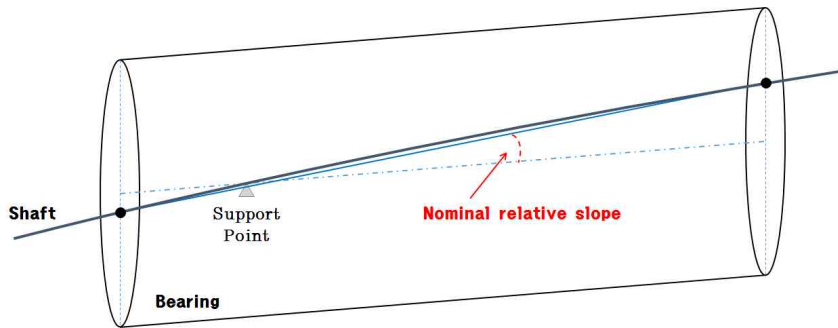


Fig. 3.2 Definition of relative slope on Aft. stern tube bearing

상대경사각을 제한하는 방법 이외에도 다음과 같은 방법을 통해서 선미부 선미관 베어링의 하중의 집중을 완화 시켜준다.

- 선미부 선미관 베어링의 선미단과 선수단에 지지점을 설정하여 양 지점간의 차이를 최소화 한다.
- 선미부 선미관 베어링의 선미단에 부분 경사를 만들어 상대적인 경사를 줄여준다.
- 선미부 선미관 베어링의 선미단에 다수의 탄성지지점을 배치하여 그 반력을 균등화 한다.

3.2.3 크랭크 축 커플링에서의 굽힘 모멘트와 전단력

축계정렬배치와 관련하여 엔진 제조사는 프로펠러가 회전하지 않는 상태, 즉, 정적상태에서 크랭크 축 커플링에서 굽힘 모멘트와 전단력이 어느 특정 범위 내에 존재하도록 요구하는 경우도 있다. Fig. 3.3은 제조자가 요구하는 허용범위의 일례를 보여준다. 그래프에서 x 축은 굽힘 모멘트(M)를 나타내고, y 축은 전단력(F)과 플라이휠 무게(G)의 합을 나타낸다. 크랭크축 커플링에서의 굽힘 모멘트와 전단력은 Fig. 3.3에서 빗금친 영역 내에 위치하여야 한다. 일반적으로 정적 냉간 상태와 온간상태 두 가지 모두 만족해야 한다.

허용범위는 주기관의 형식에 따라서 다르며, 계산결과에 맞춰 평가를 할 경우에는 Fig. 3.3의 우측 화살표를 참고하여 힘과 모멘트의 방향에 유의하여야 한다.

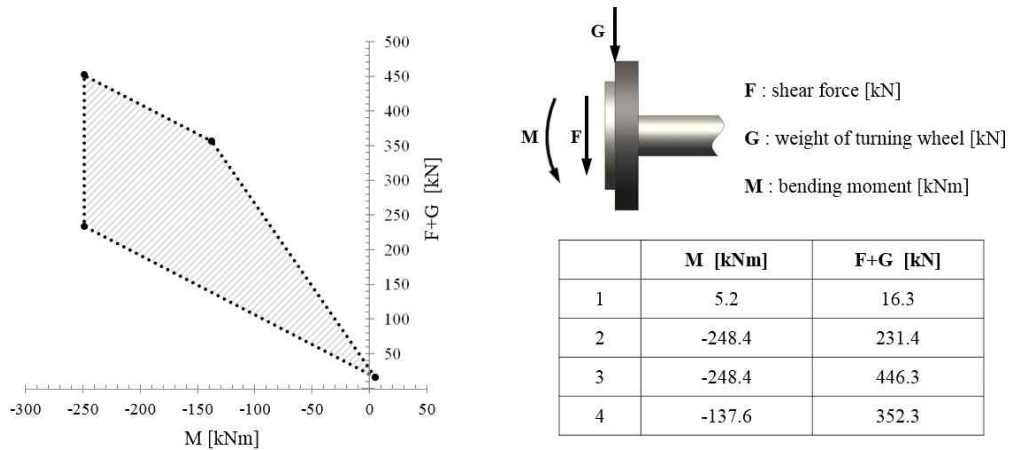


Fig. 3.3 Example of allowable bending moment and shear force at crankshaft flange for G50ME-B9

3.3 검색법을 통한 축계의 거치

“설계”단계와 “분석”단계를 마친 후 설정된 베어링의 높낮이를 맞추기 위해서 검색법이 사용된다. 검색법은 선수방향에 위치한 축을 지지하는 베어링들의 높낮이를 조정하여 특정 커플링면의 형상을 만들어, 베어링을 원하는 높이에 위치하도록 하는 방법이다. 이 때 커플링 부분의 형상은 Fig. 3.4와 같이 플랜지 사이의 수평방향 거리인 갭(gap)과 수직방향 거리인 색(sag)으로 나타낸다. 본 논문에서는 Fig. 3.4와 같이 플랜지면 사이가 아래쪽이 벌어졌을 경우의 갭을 양의 값(+)으로 나타내고, 선미쪽 축이 더 높은 경우를 양의 값(+)으로 정의한다.

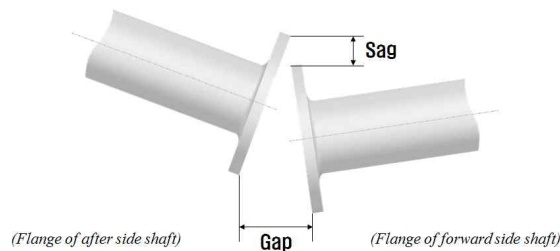


Fig. 3.4 Definition of gap & sag

갭과 색은 축계의 모든 커플링이 분리된 상태에서 프로펠러축의 변화량을 기준으로 계산 및 시공이 진행된다. 프로펠러축의 베어링의 높낮이는 별도의 조정이 불가하므로 프로펠러축 플랜지 면 끝단에서의 수직 변위량과 각 변위량이 결정된다. 이 값을

기준으로 중간축 베어링과 다른 중간축 베어링 또는 다른 중간축 베어링이 없을 경우에는 임시지지대의 높낮이를 조정하여 프로펠러축과 중간축 사이 플랜지 면의 갭과 색을 맞추게 된다. 중간축 베어링의 높이가 설정된 후에는 중간축 베어링의 높이는 조정하지 않고, 앞서 중간축 베어링의 높낮이를 조정하는 방법과 마찬가지로 방법으로 주기판의 주 베어링 높낮이를 조정하여 그 높낮이를 확인한다.

커플링의 플랜지면을 목표한 베어링 높낮이를 기준으로 하는 갭과 색으로 맞추기 위해서 베어링 높낮이를 조정할 때, 온도의 영향과 사용되는 계측 기기의 오차, 작업자의 숙련도로 인해서 약간의 오차가 발생하는 것은 불가피하다. 미국 선급, 프랑스 선급, 중국 선급 등에서는 표와 같이 다른 기준을 제시하고 있다.

Table 3.2 Tolerance of the gap-sag in accordance with each class

No.	Class name	Tolerance for gap-sag
1	Bureau Veritas	±0.05 mm
2	China Classification Society	±0.08 mm
3	American Bureau of Shipping, Korean Register of Shipping	±0.1 mm

검색법은 다이얼 게이지와 필러 게이지를 통하여 작업을 진행하기 때문에 계측장치가 간단하고, Fig. 3.5와 같이 베어링 지지대의 잭(jack) 볼트를 통해서 수직방향과 수평방향 조절이 용이하다는 장점이 있다. 반면에 축이 조립된 상태를 확인할 수 없으며, 베어링 하중의 작용점이 계산과 상이한 점과 축계의 치수와 측정되는 갭과 색 사이의 큰 치수비로 인해 정확도가 떨어진다는 단점이 있다.



Fig. 3.5 Example of bearing offset adjusting device for intermediate shaft bearing (left) and Main engine (right)

3.3.1 갭과 색의 계산

갭과 색은 축의 각 커플링을 분리시킨 상태에서, 베어링과 임시 지지대를 원하는 높이로 설정을 하고, 각 축의 끝단에서의 수직 변위량과 각 변위량을 통해서 계산한다.

Fig. 3.6은 Fig. 3.4에서 보여준 한쪽 플랜지면의 움직임을 상세히 보여준다.

i 지점에서 서로 다른 축이 서로 연결될 때,

θ_i : i 지점에서의 각(angle) 변위량

δ_i : i 지점에서의 수직 변위량

D_i : 플랜지의 지름

을 나타낸다.

여기에서 기준선(Reference line)은 선미관의 선수미축 끝단에서의 축심을 연결한 직선을 의미하며, θ_i 와 δ_i 는 이 선을 기준으로 하는 각 변위량과 수직 변위량을 의미한다. g_i 는 플랜지면에서 수평거리로서 각 변위량이 아주 미소하므로 식(3.2)으로 나타낼 수 있다.

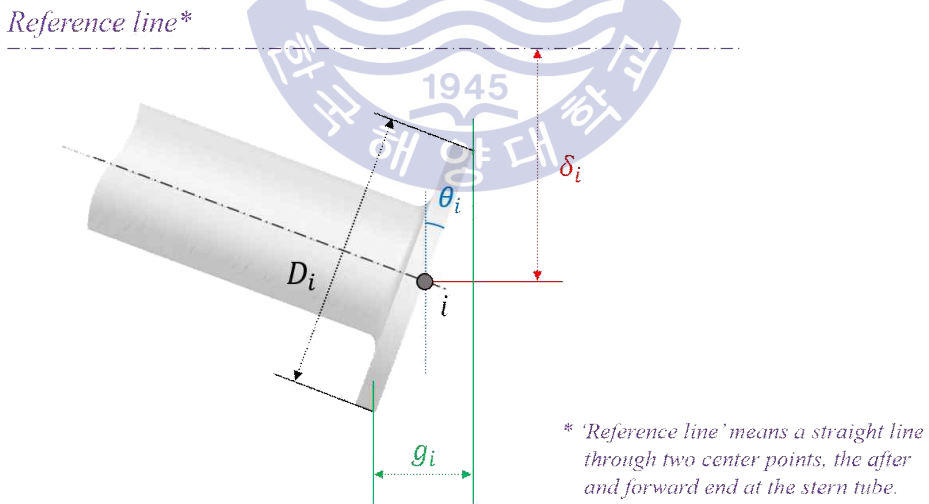


Fig. 3.6 Behavior of beam with flange at the end part

$$g_i = D_i \times \theta_i \quad (3.2)$$

i 지점에서 연결되는 다른 플랜지면을 j 지점이라고 정하면, j 지점에서의 플랜지면의 수평거리는 $g_j = D_i \times \theta_j$ 가 된다. 갭은 서로 연결되는 플랜지면의 수평 거리를 나타내므로 g_i 와 g_j 의 차가 된다. 한편 색은 플랜지면의 수직거리를 의미하므로 각 지점에서의 수직 변위량인 δ_i 와 δ_j 의 차로 구할 수 있다.

갭과 색의 계산을 위해서 중간축과 같이 경우에 따라 축에 베어링이 한 개만 설치될 경우에는 임시지지대를 추가로 설치해 해야 하며, 프로펠러축의 수직변화량이 위쪽으로 과다하게 예상될 경우에는 플랜지면의 끝단에 추가적인 힘을 가하기도 한다.

3.3.2 갭색법의 분류

갭색법은 플랜지 커플링을 체결하는 시기에 따라서 동시체결 방식(One stage gap-sag installation)과 순차 체결 방식(Multi stage gap-sag installation)으로 나눌 수 있다.

동시체결 방식은 모든 커플링의 갭과 색을 조정한 다음 한꺼번에 체결하는 방법이다. 프로펠러축의 선수/선미부 선미관 베어링의 높이는 변화하지 않으므로 축계의 선미쪽 커플링 연결부부터 베어링과 임시지지대의 높이를 조정하여 갭과 색 맞춘 다음 선수 방향 플랜지의 갭과 색을 맞춘다. 이러한 방법으로 축계의 모든 플랜지면의 갭과 색을 목표 값에 맞춘 다음 동시에 체결한다. Fig. 3.7은 동시체결 방식의 예를 보여준다.

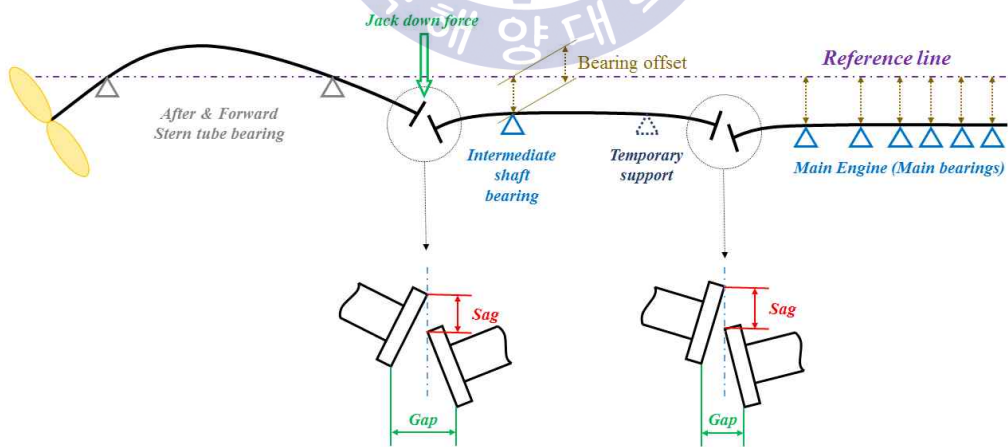


Fig. 3.7 Example of one stage gap-sag installation

순차 체결 방식은 플랜지면을 순차적으로 체결해가면서 각각의 겹과 색을 맞춰 가는 방식이다. Fig. 3.8은 순차 체결 방식의 예를 보여준다. Fig. 3.8과 같이 우선 프로펠러축과 중간축 사이의 겹과 색을 측정 및 목표 값을 맞춘 후 커플링을 체결하고, 다음 선수방향의 플랜지면에서 겹과 색을 맞춰 각각의 커플링을 순차적으로 체결하는 방법이다.

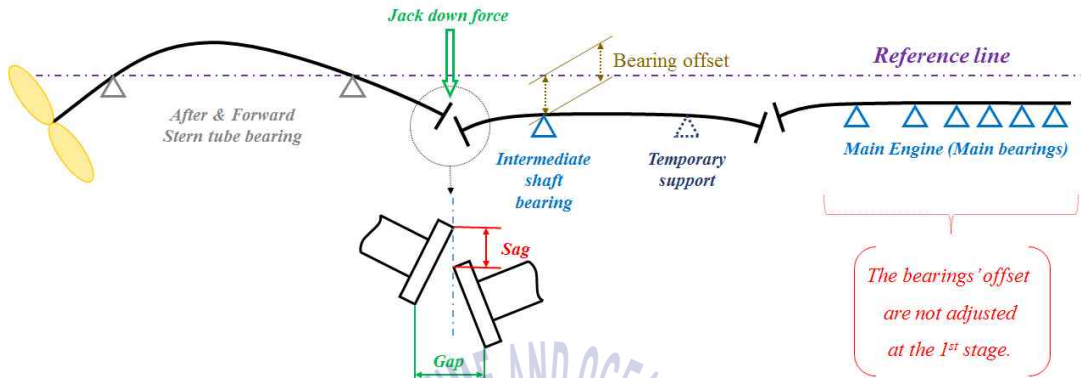


Fig. 3.8(a) Example of multi stage gap-sag installation (1st stage)

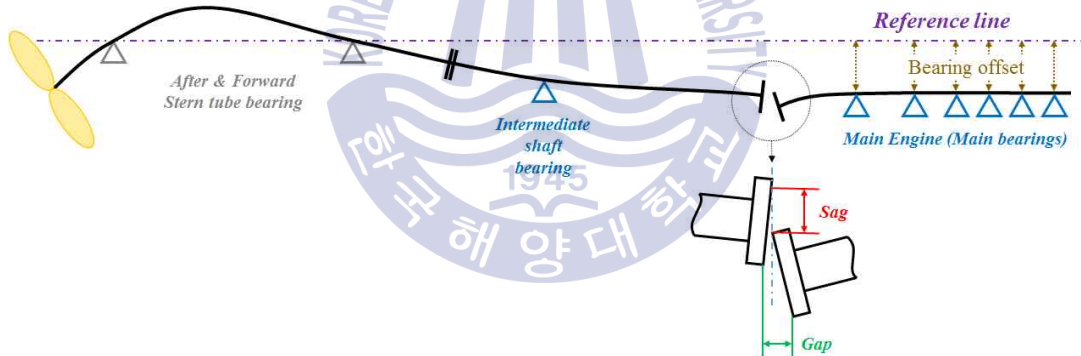


Fig. 3.8(b) Example of multi stage gap-sag installation (2nd stage)

3.4 잭-업법을 통한 베어링 하중의 확인

갯색법을 통해 베어링 높낮이의 조정이 완료되고 난 후 커플링의 체결이 완료되면 설치된 베어링의 하중을 확인하여야 한다. 베어링의 하중을 확인하는 방법은 스트레인 게이지(strain gauge)를 통한 방법과 잭업을 통한 방법으로 나눈다.

스트레인 게이지를 이용한 방법(이하 스트레인 게이지법)은 축에 스트레인 게이지를 부착하고 축을 회전시켜서 발생하는 스트레인 게이지에 변형률(strain)을 통해서 축의

굽힘 모멘트를 구하고, 굽힘 모멘트를 통해서 베어링의 하중을 확인하는 방법이다. 스트레인 게이지 법은 다음과 같은 이점을 가진다.

- 스트레인 게이지의 설치가 완료된 후, 굽힘 모멘트를 빨리 구할 수 있다.
- 정적인 상태뿐만 아니라 주기관이 운전하는 동적인 상태에서도 측정이 가능하다.
- 선미부 선미관 베어링과 같이 잭-업법이 시행이 불가능한 곳의 하중도 확인이 가능하다.
- 측정된 하중 값이 잭업법에 의한 방법보다 정확하다.

스트레인 게이지법은 상기와 같은 이점을 지니고 있지만, 측정을 위한 장비를 구매해야 하고 스트레인 게이지 또한 재사용이 불가능하다는 경제적인 단점 외에도 설치에 소요되는 시간이 많이 걸리고 숙련도가 요구되는 작업이기 때문에 주로 잭-업법을 이용한다[22].

잭-업법은 교정된 유압잭을 사용하여 베어링의 하중을 측정해 가는 방법으로, 축을 각 베어링 근처에 정해진 특정 위치에서 축을 들어 올려 측정된 반력을 계산을 통해서 구한 잭업 수정계수(jack-up correction factor)를 사용하여 베어링의 하중을 구하는 방법이다. 서서히 잭으로 축을 들어 올리면서 잭의 하중을 기록하고, 한편으로는 축의 상하방향 움직임을 다이얼 게이지로 기록을 하면 Fig. 3.9와 같이 나타난다[23].

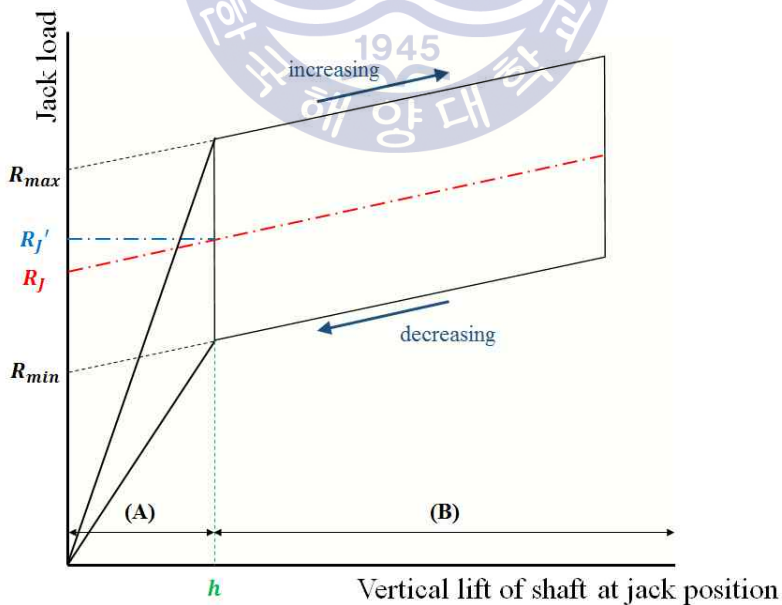


Fig. 3.9 Hysteresis curve of jack-up result

Fig. 3.9에서 보면 A구역과 B구역에서 서로 다른 경사를 보여준다. A구역에서는 인접한 베어링의 하중이 줄어들고 잭의 하중이 증가하는 구간으로 베어링의 하중이 사라지고 베어링에서 축이 떨어지는 순간(h지점) 경사가 급격히 변화하면서 B구역과 같은 모습을 보이게 된다. 그리고 잭에서 불가피하게 발생하는 마찰로 인하여 특정 하중에 상당하는 유압을 상승시킬 때 값이 하강시킬 때 보다 크게 되기 때문에 축을 들어 올릴 때와 내릴 때의 곡선의 차이가 발생하여 히스테리시스 곡선(hysteresis curve)을 그리게 된다. 잭의 하중(R_J)은 식(3.2)와 같이 이들의 평균값을 취한다.

$$R_J = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2} \quad (3.2)$$

베어링의 하중(R_B)은 식(3.3)과 같이 식(3.2)를 통해서 구해진 잭의 하중에 수정계수(C)를 곱하여 계산한다.

$$R_B = C \times R_J \quad (3.2)$$

수정계수는 **Fig. 3.9**에서 잭의 하중을 R_J 값을 사용하는 경우와 R'_J 값을 사용하는 경우 약간의 차이가 있다. R_J 을 연장 잭업 하중(jack plotting by extended point)이라 하고, R'_J 을 꺾임 잭업 하중(jack plotting by knuckle point)이라고 정의를 할 때, 연장 잭업 하중(R_J 값을 사용하는 경우)을 기준으로 하는 경우의 수정계수를 연장 잭업 수정계수(C), 꺾임 잭업 하중(R'_J 값을 사용하는 경우)의 수정계수를 꺾임 잭업 수정계수(C')으로 정의할 수 있다.

연장 잭업 수정계수(C)는 식(3.3)으로 계산이 되며,

$$C = - \frac{R_{BB}}{R_{BJ}} \quad (3.3)$$

꺾임 잭업 수정계수(C')은 식(3.4)으로 나타난다.

$$C' = - \frac{R_{JB}}{R_{JJ}} \quad (3.4)$$

여기서, R_{BB} 는 잭을 베어링으로 간주하였을 경우, 베어링에 대한 베어링의 영향계수, R_{BJ} 는 잭에 대한 베어링의 영향계수를 의미한다.

연장 잭업 수정계수의 정의를 이해하기 위해서 **Fig. 3.10**과 같이 축에 잭이 닿은

상태로 설치하였다고 가정을 한다. 잭은 축에 닿았으나 하중을 받고 있는 상태는 아니기 때문에 잭의 하중은 0이 되고 베어링은 축이 놓인 상태 그대로의 하중을 받게 된다.

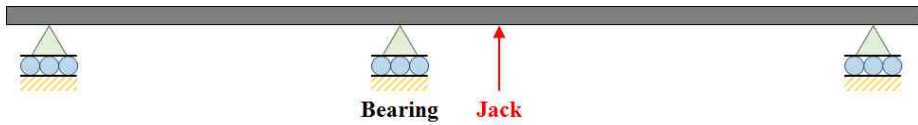


Fig. 3.10 Shafting model with bearing and jack

베어링의 하중을 측정하기 위해서 잭에 서서히 하중을 증가시켜 축을 들어 올리면 Fig. 3.9에서 h지점에 이르게 되면 베어링의 하중은 0가 되고, 잭의 하중은 점점 증가하는 B 구역에 이르게 된다. 이 상태에서 베어링을 제거하였다고 가정하고 잭의 하중을 서서히 h만큼 내려 최초의 설치상태(축에 닿기만 한 상태)의 높이로 돌아갔을 때 잭에 작용하고 있는 하중은 연장 잭업 하중이 된다. 이는 잭을 설치를 하고 베어링의 높이를 점점 낮춰서 베어링의 하중이 0가 될 때까지 내렸을 경우와 동일하다. 이렇게 베어링의 하중이 0가 되는 경우의 높이를 δ 라고 하면 다음과 같은 관계식이 성립한다.

우선 베어링을 기준으로 표현을 하면 베어링의 하중은 베어링에 대한 베어링의 영향계수가 δ 만큼 이동하였을 경우와 동일하므로, 베어링의 하중을 R_B 라고 하면 식(3.5)와 같이 표현된다.

$$R_{BB} \times \delta = R_B \quad (3.5)$$

마찬가지 잭을 기준으로 표현하면, 베어링을 δ 만큼 이동시키면 연장 잭업 하중들이 베어링에 의해서 잭의 하중이 점점 줄어들어서 0가 되므로 식(3.6)과 같이 표현할 수 있다.

$$R_J + R_{BJ} \times \delta = 0 \quad (3.6)$$

식(3.5)와 식(3.6)을 δ 에 대하여 정리하여 연립을 하면 식(3.7)과 같이 된다.

$$R_B = -\frac{R_{BB}}{R_{BJ}} \times R_J \quad (3.7)$$

따라서, 연장 잭업 수정계수는 식(3.3)과 같이 된다.

꺾임 작업 하중은 잣이 h지점에서 받는 하중이므로 연장 작업 수정계수를 유도하는 방법으로 동일하게 적용하여 보면 잣을 δ 만큼 이동하였을 경우 꺾임 작업 하중이 0가 되고, 잣을 δ 만큼 상승시킴에 따라서 베어링의 하중이 0가 되게 된다. 이러한 내용은 식(3.8)과 식(3.9)로 표현 할 수 있다.

$$R_{JJ} \times \delta = R_J' \quad (3.8)$$

$$R_B + R_{JB} \times \delta = 0 \quad (3.9)$$

식(3.8)과 (3.9)를 베어링의 하중으로 정리를 하면 식(3.10)으로 나타낼 수 있으며 따라서 꺾임 작업 수정계수는 식(3.4)가 되는 것을 알 수 있다.[20]

$$R_B = -\frac{R_{BB}}{R_{BJ}} \times R_J' \quad (3.10)$$

작업법을 수행함에 있어서 작업 수정계수는 “분석” 단계에서 계산기를 통해 가능하므로 “시공” 단계에서는 작업 하중만 확인을 하면 된다. 따라서 작업법은 잣과 축의 수직방향 이동을 확인하기 위한 다이얼 게이지만 있으면 작업이 가능하다는 장점을 가지고 있다.

반면에 다음과 같은 단점을 가지고 있다.

- 수평방향의 축계 배치 조절에는 부적합하다.
- 베어링 간의 간격이 짧을 경우에는 계산에 의한 조절이 필요하다.
- 잣이 올바르게 받혀지지 않을 경우에는 정확한 베어링 하중의 계측이 어렵다.
- 축이 회전하고 있는 상태에서는 계측이 불가능하다.

가능한 정확한 작업 결과를 얻기 위해서 잣을 조작하는 사람은 축을 들어 올리거나 내리는 경우에 부하를 줄이거나 올려서는 안 된다. 또한 잣을 너무 많이 들어 올렸을 경우에는 축이 베어링의 상부 면에 닿게 되거나 다른 인접 베어링에서 축이 들어 오를 수 있으므로 주의하여야 한다.

제 4 장 겹과 색이 축계에 미치는 영향

앞서 3.3에서 이야기한 바와 같이 설계시 선정된 베어링의 높낮이를 바탕으로 겹과 색의 목표가 정해진다. 현장에서는 이러한 목표에서 온도와 같은 설치 환경과 작업자의 숙련도, 겹과 색의 측정 시에 사용되는 기기의 오차를 감안하여 일정의 공차 범위에서 겹과 색을 목표에 맞춰 설치를 하게 된다. 이 장에서는 공차에 따라 겹과 색의 측정오차가 발생하였을 경우에 베어링의 높낮이의 변화를 알아보고, 그에 따른 축계의 변형과 그 영향에 관하여 알아본다.

이러한 베어링의 높낮이 변화와 그에 따른 영향을 알아보기 위해서 3가지 연구를 수행한다.

첫 번째로 최근 건조된 3척의 에코십을 선정하여, 건조 시에 적용된 공차를 알아보고 공차를 가능한 한 크게 적용하였을 경우 축계에 미치는 영향에 대해서 알아본다.

두 번째로 프로펠러축과 1개의 중간축, 주기관 크랭크축으로 구성된 축계를 가지는 선박에서 겹과 색, 각각이 미치는 영향에 대해서 알아본다.

세 번째로 축계의 모든 커플링을 동시에 체결하는 경우와 선미에서부터 순차적으로 체결하는 경우에 있어서 전체적인 축계의 변형과 영향을 비교·검토한다.

3가지 연구를 수행하면서, 축계의 거치 작업 환경을 고려하여 베어링의 높낮이를 확인하는 계산은 프로펠러와 선외의 축이 물에 잠기지 않았으며 주기관이 차가운 냉간 상태를 기준으로 진행된다. 그리고 계산된 베어링의 높낮이에서 중간축과 주기관의 열팽창을 고려하여 축계의 처짐 곡선과 베어링 하중 등 여러 가지 면에서 축계의 안정성을 평가한다.

4.1 겹과 색의 공차에 따른 축계의 변형

겹과 색에 적용된 공차에 따라서 베어링의 높낮이 변화 및 축계에 미치는 영향을 알아보기 위해 최근에 건조된 3척의 선박을 선정하였다. 선정된 선박에서 축계정렬시 겹과 색에 적용된 공차를 확인하고, 그 범위 내에서 축계가 가능한 위로 올라가는 경우와 아래로 내려가는 경우의 축계의 형상을 알아본다. 그리고 각각의 경우에 있어서 베어링의 반력 등을 알아본다.

4.1.1 대상 선박 및 평가조건

3척의 선박은 축계의 길이와 축경이 서로 다른 선박을 선정하였다. 선정된 선박의 추진축계 제원은 아래의 **Table 4.2**, **Table 4.3**, **Table 4.4**와 같다.

A선박은 74K Crude Oil Tanker로서 직경 540 mm의 프로펠러축과 1개의 중간축으로 구성되어 있는 선박이다. B선박은 1,000 TEU Container로서 440 mm 직경의 프로펠러축과 1개의 중간축을 가지는 추진축계를 가지고 있다. A선박과 B선박은 축계의 구성은 유사하지만 프로펠러축과 중간축의 직경에 차이가 있다. 마지막으로 C선박은 로로선(Ro/Ro, Roll-on Roll-off vessel)으로서 A선박과 프로펠러축과 중간축에 있어서 직경을 지니고 있지만 중간축이 2개로 구성되어 앞선 A, B선박에 비해 추진축계의 길이가 긴 선박이다.

3척의 선박은 갭과 색에 있어서 구분 없이 ± 0.1 mm의 공차를 적용했다. 3개의 조선소를 제외한 다른 국내 조선소들의 자료를 확인해본 결과 대다수의 국내조선소에서는 동일하게 ± 0.1 mm를 적용하였으며, 일본의 조선소에서는 ± 0.05 mm를 허용공차로 적용했다 [24]. 많은 조선소에서 설치된 추진축계 각 베어링의 반력 측정에 사용하는 잭-업법을 통한 계측된 반력의 허용 범위는 $\pm 20\%$ 또는 특정 값으로 제한하고 있다.

갭과 색의 ± 0.1 mm의 공차에서 베어링의 높낮이가 가장 많이 변화하였을 경우를 알아보기 위해서 갭과 색의 목표를 **Table 4.1**과 같이 2가지 경우로 변경하여 각각의 베어링 높낮이를 계산을 통해 알아본다. Case 1은 베어링의 높낮이를 설계보다 가장 위로 들어 올리는 경우를 의미하며, Case 2는 베어링의 높낮이를 설계보다 가장 아래로 내리는 경우를 나타낸다. 여기에서 부호는 앞서 3.3에서 정의된, 플랜지면 사이가 아래 쪽이 벌어졌을 경우의 갭을 양의 값(+)으로, 선미쪽 축이 더 높은 경우를 양의 값(+)하는 것을 바탕으로 정했다.

Table 4.1 Case of calculated cases by changed the gap-sag (Unit : mm)

Position of coupling	Case 1	Case 2
	Gap / Sag	Gap / Sag
Propeller shaft ~ Intermediate shaft	+0.1 / -0.1	-0.1 / +0.1
Intermediate shaft ~ Intermediate shaft	+0.1 / -0.1	-0.1 / +0.1
Intermediate shaft ~ Crankshaft	+0.1 / -0.1	-0.1 / +0.1

Table 4.2 Specification of shafting system for A ship

Vessel Type	74K DWT Crude/Product Oil Tanker	
Main Engine	Type	MAN B&W 6S60ME-C8.2
MCR	Power	9,660 kW
	rpm	89 rpm
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	Diameter	7,100 mm
	Blade No.	4 blades
Intermediate shaft	Diameter	460 mm
	Length	8,344 mm
Propeller shaft	Diameter	540 mm
	Length	8,842 mm
Aft. stern tube bearing	Effective length	1,110 mm
	Diametrical clearance	0.9 mm
Fwd. stern tube bearing	Effective length	410 mm
	Diametrical clearance	0.9 mm
Int. shaft bearing	Effective length	320 mm
Allowable tolerance for gap-sag	Gap	±0.1 mm
	sag	±0.1 mm
Allowable tolerance for jack-up	±20%	

Table 4.3 Specification of shafting system for B ship

Vessel Type	1,000 TEU DWT Container Carrier	
Main Engine	Type	MAN B&W 6S46ME-B8.3
MCR	Power	6,700 kW
	rpm	122 rpm
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	Diameter	5,500 mm
	Blade No.	4 blades
Intermediate shaft	Diameter	380 mm
	Length	8,410 mm
Propeller shaft	Diameter	440 mm
	Length	7,660 mm
Aft. stern tube bearing	Effective length	880 mm
	Diametrical clearance	0.7 mm
Fwd. stern tube bearing	Effective length	260 mm
	Diametrical clearance	0.7 mm
Int. shaft bearing	Effective length	320 mm
Allowable tolerance for gap-sag	Gap	±0.1 mm
	Sag	±0.1 mm
Allowable tolerance for jack-up	±20%	

Table 4.4 Specification of shafting system for C ship

Vessel Type	7,400 Unit Roll-on Roll-off Car Carrier	
Main Engine	Type	MAN B&W 7S60ME-B8.2
MCR	Power	13,070 kW
	rpm	102 rpm
Propeller	Type	Fixed Pitch Propeller
	Diameter	6,800 mm
	Blade No.	4 blades
Intermediate shaft	Diameter	495 mm
	Length	8,430 mm + 8,100 mm
Propeller shaft	Diameter	565 mm
	Length	9,689 mm
Aft. stern tube bearing	Effective length	1,070 mm
	Diametrical clearance	0.9 mm
Fwd. stern tube bearing	Effective length	370 mm
	Diametrical clearance	0.9 mm
Int. shaft bearing (Aft)	Effective length	350 mm
Int. shaft bearing (Fwd)	Effective length	350 mm
Allowable tolerance for gap-sag	Gap	±0.1 mm
	sag	±0.1 mm
Allowable tolerance for jack-up	±1.5 ton (Fwd. stern tube bearing), ±2.0 ton (Intermediate shaft bearings)	

4.1.2 A선박의 베어링 높낮이 변화와 안정성 평가

Fig. 4.1은 검색 계산을 위한 A선박의 간략한 추진축계의 모델을 보여준다. 주기관은 제조자가 제시한 등가축 모델이 적용되었으며, 프로펠러축에는 유압잭을 이용하여 프로펠러축을 눌러주고, 중간축에는 중간축 베어링이 1개인 관계로 임시지지대가 하나가 설치된다.

이러한 축계에서 설계 시 적용된 베어링 높낮이를 바탕으로 각 커플링부에서의 겹과

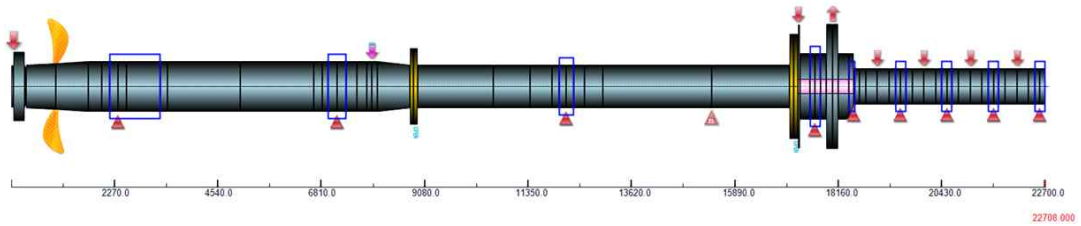


Fig. 4.1 Shaft model of A ship for gap-sag calculation

색의 목표 값과 축을 가능한 들어 올리는 Case 1과 축을 가능한 아래로 내리는 Case 2의 값과 색은 Table 4.5와 같다.

Table 4.5 Target gap-sag based on the design offset for A ship

Position of coupling	Gap / Sag (Unit : mm)		
	Design	Case 1	Case 2
Propeller shaft ~ Intermediate shaft	0.6460 / 4.9848	0.7460 / 4.8848	0.5460 / 5.0848
Intermediate shaft ~ Crankshaft	0.2070 / 2.4134	0.3070 / 2.3134	0.1070 / 2.5134

Table 4.5에 근사한 베어링 높낮이를 확인해보면 Table 4.6과 같다. 이 때 음수는 선미관의 선수미 축심사이의 직선인 기준선보다 아래에 위치한 경우를 의미한다.

Table 4.6 Result of bearing offsets for A ship

Bearing	Bearing offset (Unit : mm)		
	Design	Case 1	Case 2
Aft. Stern tube bearing	0	0	0
Fwd. Stern tube bearing	0	0	0
Int. shaft bearing	-4.500	-3.996	-5.004
Temporary support	-4.500	-3.610	-5.990
Main bearing No.8	-7.200	-5.896	-8.504
Main bearing No.7	-7.200	-5.716	-8.683
Main bearing No.6	-7.200	-5.502	-8.896
Main bearing No.5	-7.200	-5.288	-9.109
Main bearing No.4	-7.200	-5.074	-9.322
Main bearing No.3	-7.200	-4.860	-9.535

중간축 베어링은 Case 1과 Case 2에서 각각 0.504 mm 올라가거나 내려가서, 최대 1.008 mm 변경폭을 가지게 되고, 주기관 최후부 베어링은 2.608 mm 변경폭을 가지게 되는 것을 알 수 있다. Table 4.6의 베어링 높낮이에서 설치가 완료된 축계에 중간축과 주기관의 열팽창을 고려한 축계의 형상은 Fig. 4.2와 같다.

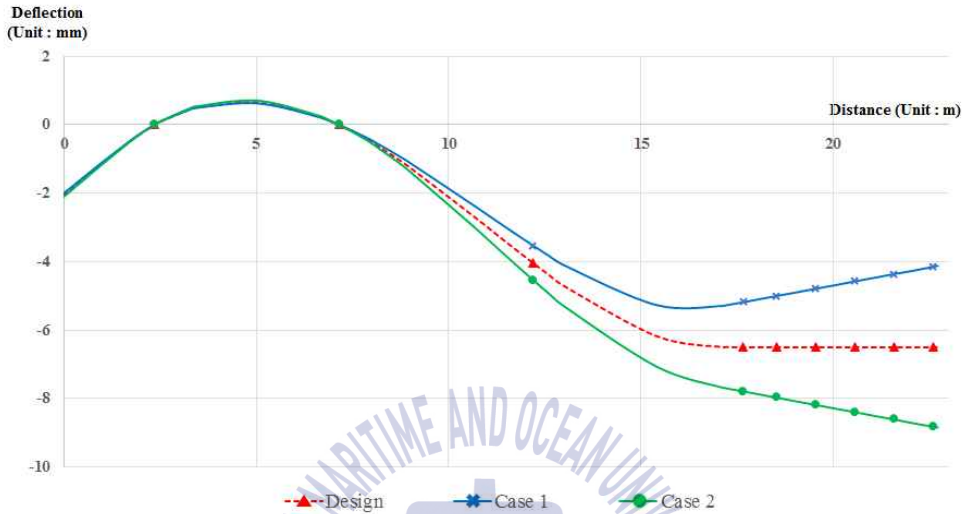


Fig. 4.2 Shaft deflection curve for A ship

이러한 높낮이의 차이는 각 베어링의 반력영향계수에 따라서 각각의 베어링에 인가되는 하중에 반영되어 Fig. 4.3, Table 4.7과 같이 나타난다.

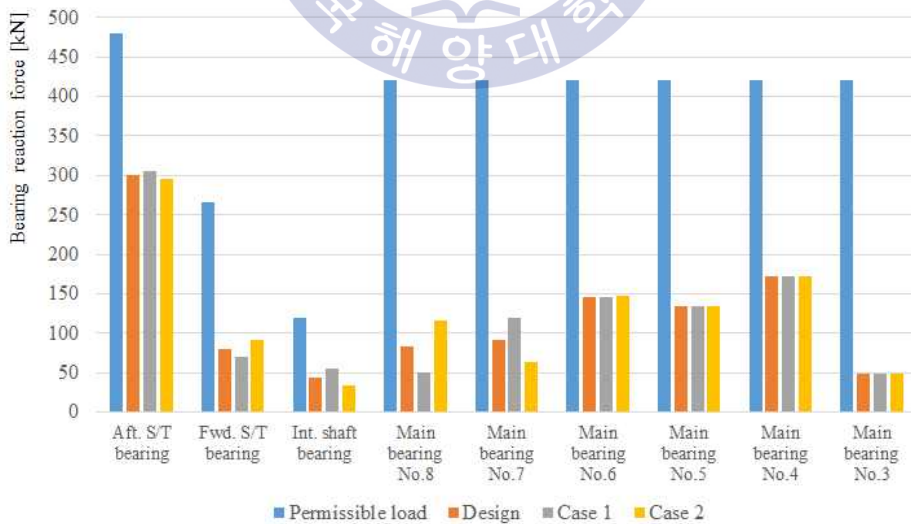


Fig. 4.3 Result of bearing reaction force for A ship (graph)

Table 4.7 Result of bearing reaction force for A ship (table)

Bearing	Bearing reaction force (Unit : N)		
	Design	Case 1	Case 2
Aft. Stern tube bearing	300,074.6	304,989.8	295,170.4
Fwd. Stern tube bearing	80,443.2	6,9814	91,068.4
Int. shaft bearing	44,382.8	55,328.5	33,407.8
Main bearing No.8	83,052.5	49,903.1	116,104.5
Main bearing No.7	91,680.7	120,256.8	63,392.8
Main bearing No.6	146,734.0	145,899.4	147,355.1
Main bearing No.5	134,732.6	134,955.1	134,567
Main bearing No.4	171,735.6	171,680.0	171,777
Main bearing No.3	48,781.6	48,790.8	48,774.7

하중을 선수미 선미관 베어링과 중간축 베어링을 베어링 내경과 길이의 곱인 투명면적으로 나누어 압력으로 환산하게 되면 **Table 4.8**과 같다.

Table 4.8 Result of bearing pressure for A ship

Bearing	Bearing pressure (Unit : MPa)		
	Design	Case 1	Case 2
Aft. Stern tube bearing	0.50	0.51	0.49
Fwd. Stern tube bearing	0.36	0.31	0.41
Int. shaft bearing	0.30	0.37	0.22

베어링의 하중을 살펴보면 다른 베어링들에 비해서 중간축 베어링과 주기관 최후부 2개의 베어링은 설계시 베어링 하중에 비해서 편차가 큰 것으로 나타났으나 허용범위는 만족하는 것으로 나타났다.

선미부 선미관 베어링의 하중이 고른 분포를 확인하기 위한 프로펠러축과 선미부 선미관 베어링의 상대경사각을 살펴보면 **Table 4.9**와 같다.

Table 4.9 Result of relative slope based on allowable tolerance for A ship

	Design	Case 1	Case 2
Propeller shaft slope (A)	0.532 mrad	0.512 mrad	0.554 mrad
Bearing slope (B)	0.400 mrad		
Relative slope (A-B)	0.132 mrad	0.112 mrad	0.154 mrad

프로펠러축의 경사각은 모든 경우에 대해서 0.3 mrad을 넘었지만, 이를 위해서 조선소에서는 해당 선박에 대해서 0.4 mrad의 내경의 경사를 가진 베어링을 설치하였다. 그 결과 설계 상태를 포함한 3가지 모든 경우에서도 상대경사각은 일부 선급 및 제조사에서 권고하는 0.3 mrad 보다 작은 값을 보여주어 양호한 것을 알 수 있다.

마지막으로 주기관 커플링 부분의 전단하중과 굽힘 모멘트에 대해서 알아보면 Fig. 4.4와 같다. 설계시의 위치에서 Case 1과 Case 2, 두 가지 경우 모두 허용범위의 가장자리 쪽으로 이동하였으나 허용범위 내에 존재하는 것을 알 수 있다.

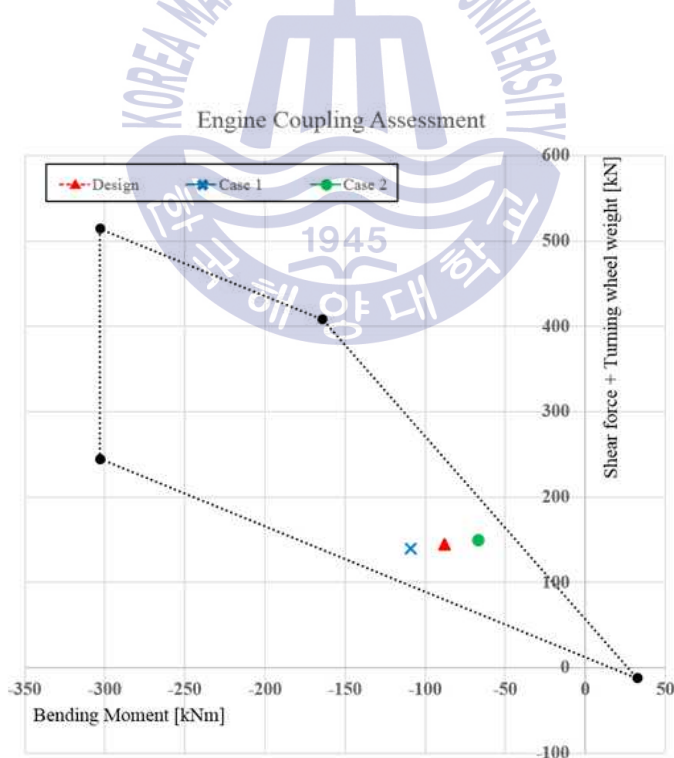


Fig. 4.4 Assessment of M/E coupling for A ship

4.1.3 B선박의 베어링 높낮이 변화와 안정성 평가

Fig. 4.5는 B선박의 간략한 추진축계의 모델을 보여준다. A선박과 동일하게 크랭크축에 이어서 중간축 1개와 프로펠러축으로 구성되어 있다.

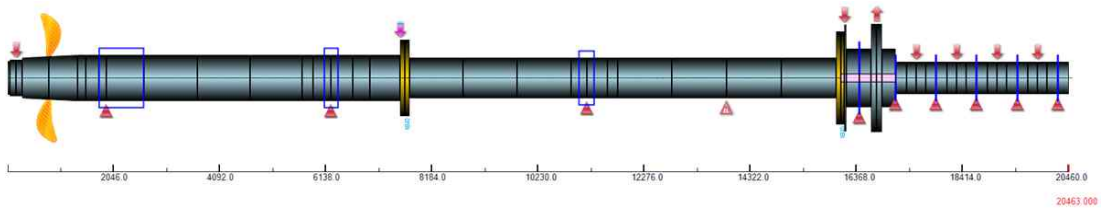


Fig. 4.5 Shaft model of B ship for gap-sag calculation

A 선박과 동일하게 설계 시 설정한 베어링 높낮이를 기준으로 계산된 목표한 겹과 색과 Case 1, Case 2에 해당하는 겹과 색은 Table 4.10과 같다. Table 4.10의 겹과 색을 가지는 경우의 임시지지대와 중간축 베어링, 주기관의 주베어링의 높낮이를 확인해보면 Table 4.11과 같은 결과를 얻을 수 있다.

Table 4.10 Target gap-sag based on the design offset for B ship

Position of coupling	Gap / Sag (Unit : mm)		
	Design	Case 1	Case 2
Propeller shaft ~ Intermediate shaft	0.6483 / 2.5941	0.7483 / 2.4941	0.5483 / 2.6941
Intermediate shaft ~ Crankshaft	0.4985 / -0.1906	0.5985 / -0.2906	0.3985 / -0.0906

Table 4.11 Result of bearing offsets for B ship

Bearing	Bearing offset (Unit : mm)		
	Design	Case 1	Case 2
Aft. Stern tube bearing	0	0	0
Fwd. Stern tube bearing	0	0	0
Int. shaft bearing	-2.170	-1.583	-2.758
Temporary support	-2.790	-1.828	-3.753
Main bearing No.8	-3.760	-2.303	-5.218
Main bearing No.7	-3.760	-2.125	-5.396
Main bearing No.6	-3.760	-1.927	-5.593
Main bearing No.5	-3.760	-1.729	-5.790
Main bearing No.4	-3.760	-1.531	-5.987
Main bearing No.3	-3.760	-1.333	-6.184

Table 4.11에서 보여주는 바와 같이 갭과 색의 목표 값이 변경됨에 따라서 중간축 베어링은 0.587 mm, 주기관 최후부 베어링은 1.457 mm 차이가 나는 것을 알 수 있다. Table 4.11의 베어링 높낮이를 바탕으로 주기관의 열팽창을 고려한 축계의 형상은 Fig. 4.6과 같다.

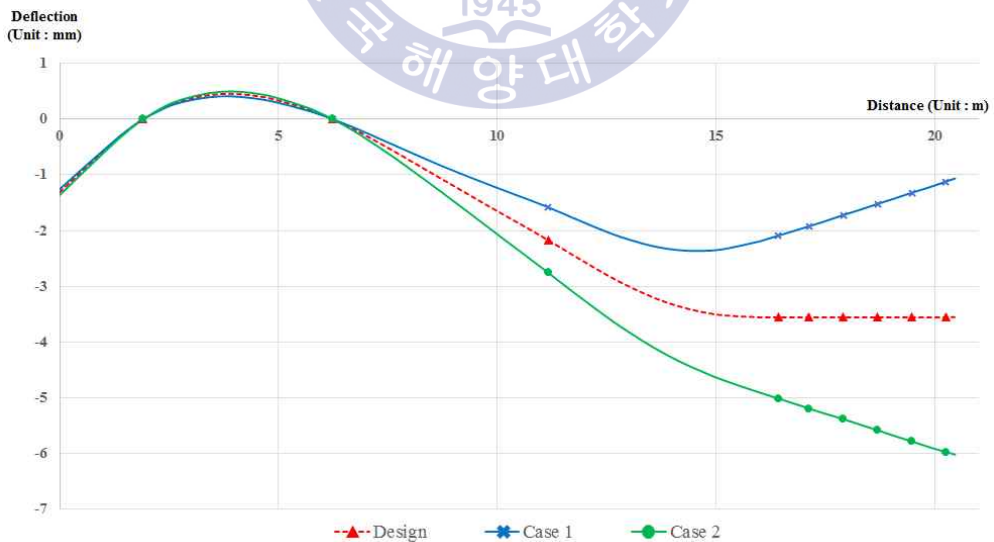


Fig. 4.6 Shaft deflection curve based on allowable tolerance for B ship

베어링의 높낮이 차이에 따른 베어링의 하중은 Fig. 4.7, Table 4.12와 같다.

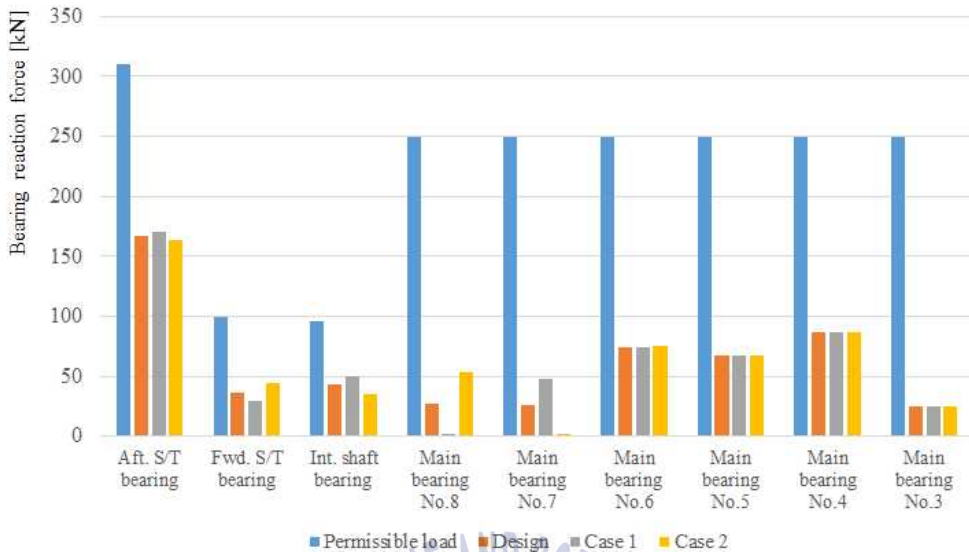


Fig. 4.7 Result of bearing reaction force for B ship (graph)

결과를 살펴보면 갭과 색의 목표를 축을 가능한 위로 올리는 Case 1의 경우, 주기관의 최후부 베어링에서 2,052.8 N 이 작용하여 무부하 상태와 가깝게 나타나는 것으로 나타났다. 그리고 축을 가능한 아래로 내리는 Case 2에서는 주기관의 7번 주베어링에서 2,354.7 N 이 작용하였다. 이는 주기관 제조사에서 최후부 주베어링에 요구하고 있는 최소 베어링 하중인 12,500 N을 만족시키지 못했다.

Table 4.12 Result of bearing reaction force for B ship (table)

Bearing	Bearing reaction force (Unit : N)		
	Design	Case 1	Case 2
Aft. Stern tube bearing	166,836.5	170,247.1	163,418.6
Fwd. Stern tube bearing	36,659.1	29,403.5	43,933.7
Int. shaft bearing	42,866.8	50,407.6	35,306.1
Main bearing No.8	27,546.9	2,052.8	53,708.9
Main bearing No.7	25,745.5	47,754.7	2,354.7
Main bearing No.6	74,551.1	74,284.0	75,733.6
Main bearing No.5	67,719.7	67,790.9	67,404.4
Main bearing No.4	86,570.1	86,552.3	86,648.9
Main bearing No.3	24,571.7	24,574.6	24,558.5

Table 4.12에서 선수, 선미부 선미관 베어링과 중간축 베어링의 하중을 압력으로 환산하면 아래의 Table 4.13과 같다. 모든 경우에서 허용범위인 0.8 MPa 보다 작은 것으로 나타났다.

Table 4.13 Result of bearing pressure for B ship

Bearing	Bearing pressure (Unit : MPa)		
	Design	Case 1	Case 2
Aft. Stern tube bearing	0.43	0.44	0.42
Fwd. Stern tube bearing	0.30	0.24	0.35
Int. shaft bearing	0.36	0.42	0.30

프로펠러의 하중을 가장 많이 받게 되는 선미부 선미관 베어링 프로펠러축의 상대경사각을 살펴보면 Table 4.14와 같다. 이 경우 만약 선미관 베어링이 수평상태일 경우에는 세가지 경우 모두 0.300 mrad을 넘어 하중분포가 고르게 일어나지 않을 염려가 있으나 해당 베어링에 0.330 mrad의 경사를 가지도록 함으로써 상대경사각을 줄이고 있다.

Table 4.14 Result of relative slope for B ship

	Design	Case 1	Case 2
Propeller shaft slope (A)	0.423 mrad	0.395 mrad	0.450 mrad
Bearing slope (B)		0.330 mrad	
Relative slope (A-B)	0.093 mrad	0.065 mrad	0.120 mrad

주기관의 주베어링에 인가되는 하중뿐만 아니라 크랭크축의 전단응력과 굽힘 모멘트 측면에서 검토를 하게 되면 Fig. 4.8과 같은 결과를 얻을 수 있다.

초기 설계시의 갭과 색 목표와 축을 가능한 위로 올리는 Case 1의 경우에는 크랭크축 커플링은 허용 범위 내에 위치하였으나, 갭과 색을 축을 가능한 아래로 내리는 Case 2의 경우에는 주기관 크랭크축 연결부에서의 굽힘 모멘트와 전단응력이 제조자의 허용범위를 벗어났다.

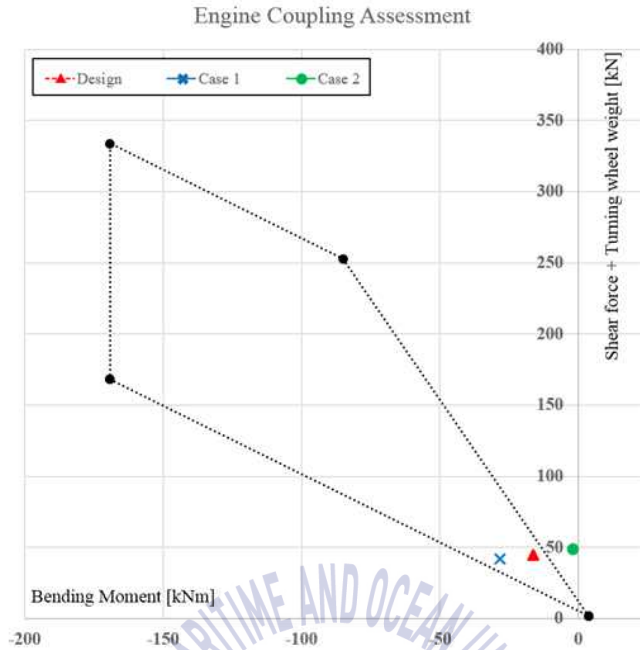


Fig. 4.8 Assessment of M/E coupling for B ship

4.1.4 C선박의 베어링 높낮이 변화와 안정성 평가

Fig. 4.9는 C 선박의 추진축계의 형상을 보여준다. 앞서 A, B선박과 비교해 보면, 대부분의 형상은 유사하지만 중간축이 한 개 더 설치되어 있는 것을 알 수 있다. 중간축이 한 개 더 설치되는 것을 검색이 이루어지는 커플링이 한 개 더 설치됨을 의미한다. 이는 선미측 중간축 베어링의 높낮이 변화량은 설계상의 베어링 높낮이와 많은 차이를 보이지 않더라도 선수측 중간축 베어링과 주기관의 주베어링의 높낮이에 많은 영향을 줄 수 있음을 의미한다.

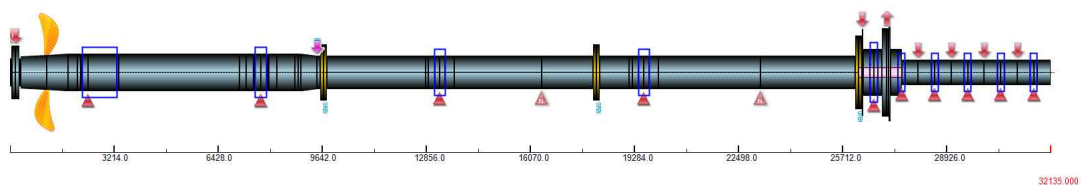


Fig. 4.9 Shaft model of C ship for gap-sag calculation

설계시 선정된 베어링 높낮이에서의 갭과 색을 기준으로, 건조시 적용된 공차를

적용하여 축을 가능한 위로 올리는 Case 1과 아래로 내리는 Case 2의 변경된 겹과 색을 확인해보면 Table 4.15와 같다.

Table 4.15 Target gap-sag based on the design offset for C ship

Position of coupling	Gap / Sag (Unit : mm)		
	Design	Case 1	Case 2
Propeller shaft ~ Int. shaft (Aft.)	0.8280 / 2.9588	0.9280 / 2.8588	0.7280 / 3.0588
Int. shaft (Aft.) ~ Int. shaft (Fwd.)	0.1941 / 3.2237	0.2941 / 3.1237	0.0941 / 3.3237
Intermediate shaft ~ Crankshaft	0.4113 / 1.2909	0.5113 / 1.1909	0.3113 / 1.3909

Table 4.15의 겹과 색을 바탕으로 하여 선미축 중간축 베어링과 임시 지지대의 높이를 조정하여 프로펠러축과 선미축 중간축 사이의 커플링의 겹과 색을 맞추고, 이어서 순차적으로 선수축 중간축, 주기관의 크랭크축까지 겹과 색이 나타나는 베어링의 높낮이를 확인하면 Table 4.16과 같다.

Table 4.16 Result of bearing offsets for C ship

Bearing	Bearing offset (Unit : mm)		
	Design	Case 1	Case 2
Aft. Stern tube bearing	-0.09	-0.09	-0.09
Fwd. Stern tube bearing	0	0	0
Int. shaft bearing (Aft.)	-2.810	-2.292	-3.328
Temporary support (Aft.)	-2.810	1.926	-3.694
Int. shaft bearing (Fwd.)	-6.110	-3.754	-7.631
Temporary support (Fwd.)	-6.110	-4.154	-8.468
Main bearing No.8	-8.160	-4.849	-11.474
Main bearing No.7	-8.110	-4.524	-11.700
Main bearing No.6	-8.040	-4.138	-11.969
Main bearing No.5	-7.976	-3.752	-12.238
Main bearing No.4	-7.911	-3.266	-12.507
Main bearing No.3	-7.845	-2.980	-12.776

Table 4.16의 베어링 높낮이를 바탕으로 프로펠러축과 선미축 중간축, 선미축 중간축과 선수축 중간축, 선수축 중간축과 주기관의 크랭크축 사이의 커플링을 모두 체결하고, 임시 지지대를 제거하였을 경우 축계는 Fig. 4.10과 같은 모습을 보인다.

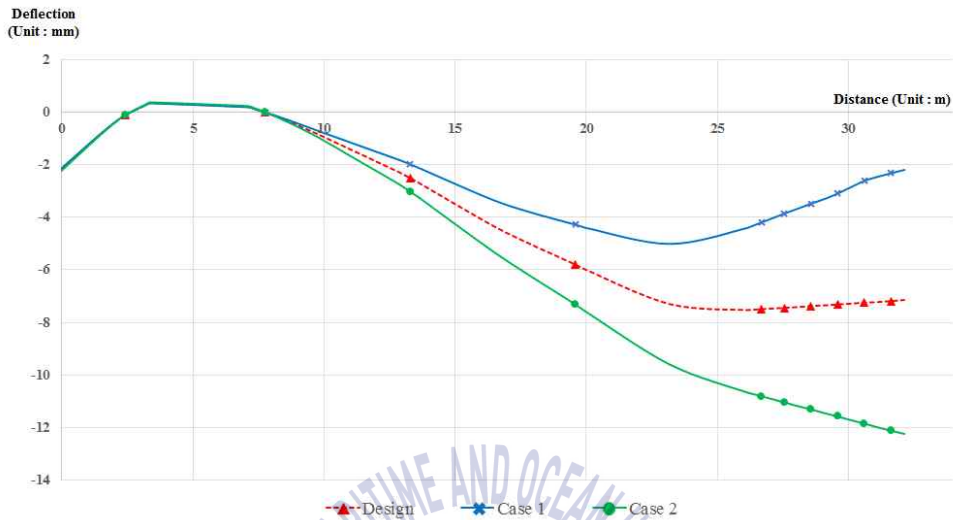


Fig. 4.10 Shaft deflection curve based on allowable tolerance for C ship

아래의 Fig. 4.11과 Table 4.17은 Fig. 4.6 상태에서 각 베어링에 인가되는 하중을 나타낸다.

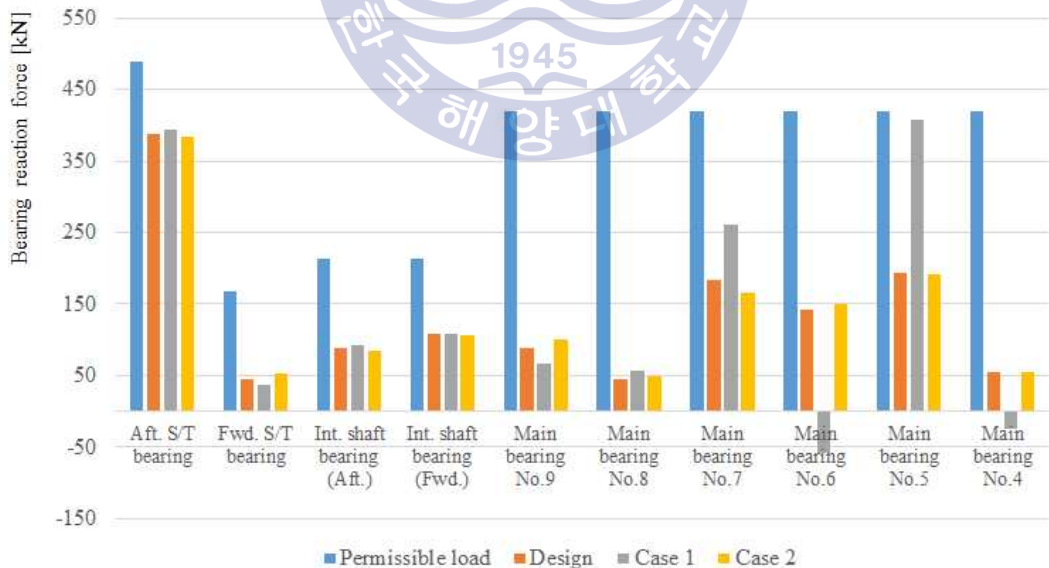


Fig. 4.11 Result of bearing reaction force for C ship (graph)

Table 4.17 Result of bearing reaction force for C ship

Bearing	Bearing reaction force (Unit : N)		
	Design	Case 1	Case 2
Aft. Stern tube bearing	388,536.5	392,812.1	384,266.7
Fwd. Stern tube bearing	45,453.1	37,655.3	53,223.5
Int. shaft bearing (Aft.)	88,640.7	92,878.4	84,458.3
Int. shaft bearing (Fwd.)	107,478.7	107,977.5	106,888.3
Main bearing No.9	88,646.4	66,225.7	99,341.4
Main bearing No.8	45,355.0	56,855.4	48,887.1
Main bearing No.7	183,915.4	260,163.9	165,059.8
Main bearing No.6	142,536.2	-58,719.9	149,920.8
Main bearing No.5	193,176.2	407,460.1	191,657.3
Main bearing No.4	54,363.8	-25,206.4	54,398.8

축을 가능한 위로 올리는 Case 1의 경우에 주기관 4번, 6번 주베어링에서 무부하 상태가 되어 제조자의 허용범위를 벗어났으며, 5번 베어링은 허용치인 420,000 N에 근접하는 것을 알 수 있다.

주기관 베어링들을 제외한 선수미 선미관 베어링과 중간축 베어링들의 하중을 투명면적으로 나눠 베어링에 가해지는 면압으로 환산을 하면 **Table 4.18**과 같다.

Table 4.18 Result of bearing pressure for C ship

Bearing	Bearing pressure (Unit : MPa)		
	Design	Case 1	Case 2
Aft. Stern tube bearing	0.64	0.64	0.63
Fwd. Stern tube bearing	0.22	0.18	0.25
Int. shaft bearing (Aft.)	0.33	0.35	0.32
Int. shaft bearing (Fwd.)	0.40	0.40	0.40

Case 1과 Case 2 사이에서 약간의 차이는 있으나 모든 경우 제조자의 허용치를 만족하였다.

Table 4.19는 세가지 경우의 선미부 선미관 베어링에서의 축의 경사와 베어링의 경사를 나타낸다. 프로펠러축의 경사는 세가지 경우 모두 제조자의 권장치인 0.300

Table 4.19 Result of relative slope for C ship

	Design	Case 1	Case 2
Propeller shaft slope (A)	0.536 mrad	0.516 mrad	0.566 mrad
Bearing slope (B)	0.261 mrad		
Relative slope (A-B)	0.275 mrad	0.255 mrad	0.294 mrad

mrad를 초과하고, 가장 큰 경우인 Case 1에서는 0.516 mrad까지 형성하는 것을 알 수 있다. 조선소에서는 이러한 축의 경사에 맞추어 베어링에 0.261 mrad의 경사를 만들어 줌으로써 베어링에서 프로펠러축과의 적정한 상대경사각이 형성되도록 만들어 주었다.

Fig. 4.12는 주기관 커플링 부분의 전단하중과 굽힘 모멘트에 대해서 제조자가 권장하는 허용범위와 설계시 베어링 높낮이와 Case 1, Case 2의 베어링 높낮이 설정시 계산 결과를 보여준다. 설계 상태와 함께 두 가지 모두 제조자의 허용 범위 내에 있을 것을 알 수 있다.

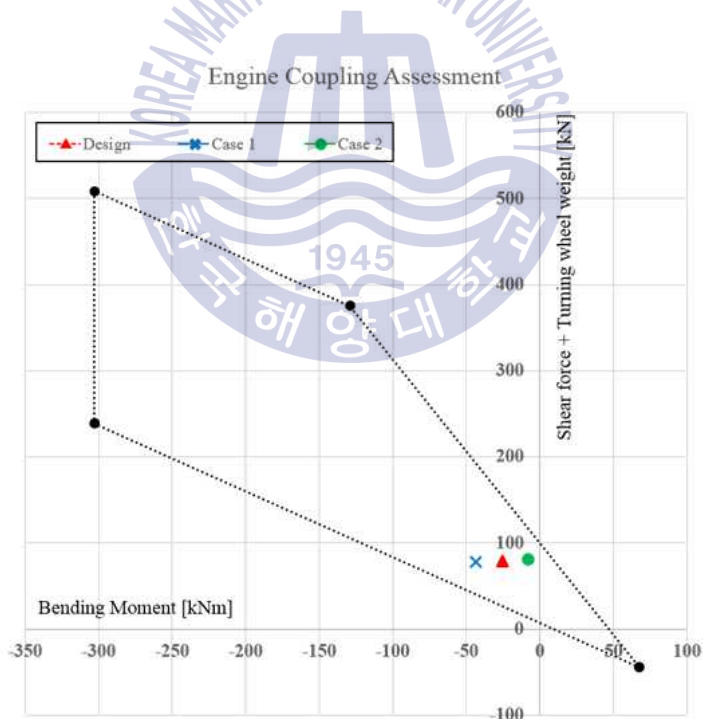


Fig. 4.12 Assessment of M/E coupling for C ship

4.1.5 축계의 변화에 관한 정렬상태 결과

A, B, C 서로 다른 조선소에서 건조된 선박에서 검색법을 이용하여 축계 시공시에 꺾과 색의 공차를 동일하게 ± 0.1 mm를 적용하고 있었다. 축계를 가능한 위로 올리는 경우인 Case 1과 반대로 축을 가능한 아래로 내리는 경우에 대하여 정의한 Case 2에 베어링의 높낮이 변화량은 Table 4.20과 Table 4.21과 같다.

Table 4.20 Deviation of bearing offset for each ship at case 1 (Unit : mm)

Bearing	A 선박	B 선박	C 선박
Aft. Stern tube bearing	0	0	0
Fwd. Stern tube bearing	0	0	0
Int. shaft bearing (Aft.)	0.504	0.587	0.518
Int. shaft bearing (Fwd.)	(N/A)		2.356
Main bearing No.8	1.304	1.457	3.311
Main bearing No.7	1.484	1.635	3.586
Main bearing No.6	1.698	1.833	3.902
Main bearing No.5	1.912	2.031	4.224
Main bearing No.4	2.126	2.229	4.645
Main bearing No.3	2.34	2.427	4.865

Table 4.21 Deviation of bearing offset for each ship at case 2 (Unit : mm)

Bearing	A 선박	B 선박	C 선박
Aft. Stern tube bearing	0	0	0
Fwd. Stern tube bearing	0	0	0
Int. shaft bearing (Aft.)	-0.5	-0.588	-0.518
Int. shaft bearing (Fwd.)	(N/A)		-1.521
Main bearing No.8	-1.3	-1.458	-3.314
Main bearing No.7	-1.48	-1.636	-3.59
Main bearing No.6	-1.7	-1.833	-3.929
Main bearing No.5	-1.91	-2.03	-4.262
Main bearing No.4	-2.12	-2.227	-4.596
Main bearing No.3	-2.34	-2.424	-4.931

갭과 색의 허용공차인 ± 0.1 mm 범위에서 축이 가장 위로 올라가거나 내려갔을 경우의 형태를 살펴보면 A, B, C선박의 중간축 베어링의 높이가 0.5 mm에서 0.588 mm 올라가거나 내려가는 모습을 보였다. 이런 베어링 높낮이의 변화는 주기관의 끝까지 이어져서 A, B선박은 2.3 mm 가량 올라가거나 내려가는 모습을 보여주었고, 중간축이 2개가 설치되는 C선박의 경우에는 4.9 mm 가량 올라가거나 내려가는 모습을 보였다. 갭의 정의가 각각의 커플링의 수평거리를 의미하고 계산상 아랫방향으로 벌어진 경우를 양의 값(+)으로 정의를 하였으므로, 갭이 커질수록 베어링의 높이는 설계시의 베어링 목표 높낮이 보다 더 높아지는 현상을 보였다. 베어링의 높낮이 변화로 인한 각 베어링이 지지하는 하중의 변화량은 **Table 4.22**, **Table 4.23**과 같다.

Table 4.22 Deviation of bearing reaction force for each ship at case 1 (Unit : N)

Bearing	A 선박	B 선박	C 선박
Aft. Stern tube bearing	4,915.2	3,410.6	4,275.6
Fwd. Stern tube bearing	-10,629.2	-7,255.6	-7,797.8
Int. shaft bearing (Aft.)	10,945.7	7,540.8	4,237.7
Int. shaft bearing (Fwd.)	(N/A)		498.8
Main bearing No.8	-33,149.4	-25,494.1	-22,420.7
Main bearing No.7	28,576.1	22,009.2	11,500.4
Main bearing No.6	-834.6	-267.1	76,248.5
Main bearing No.5	222.5	71.2	-201,256.1
Main bearing No.4	-55.6	-17.8	214,283.9
Main bearing No.3	9.2	2.9	-79,570.2

Table 4.23 Deviation of bearing reaction force for each ship at case 2 (Unit : N)

Bearing	A 선박	B 선박	C 선박
Aft. Stern tube bearing	-4,904.2	-3,417.9	-4,269.8
Fwd. Stern tube bearing	10,625.2	7,274.6	7,770.4
Int. shaft bearing (Aft.)	-10,975	-7,560.7	-4,182.4
Int. shaft bearing (Fwd.)	(N/A)		-590.4
Main bearing No.8	33,052	26,162	10,695.0
Main bearing No.7	-28,287.9	-23,390.8	3,532.1
Main bearing No.6	621.1	1,182.5	-18,855.6
Main bearing No.5	-165.6	-315.3	7,384.6
Main bearing No.4	41.4	78.8	-1,518.9
Main bearing No.3	-6.9	-13.2	35

설계치 대비 베어링에 인가되는 하중의 변화량을 살펴보면 모든 경우 주기관 최후부 2개의 베어링에서 하중의 변화량이 가장 큰 것으로 나타났다. 특히 앞서 B선박의 축계의 높이가 낮아지는 경우에는 주베어링의 하중이 제조자가 요구하는 최소하중을 만족시키지 못하였으며(Table 4.14 참고), C선박에서는 일부 주베어링에서는 음의 값(-)을 가졌다.(Table 4.14 참고)

Lee[25], Kim[26] 등은 주기관의 제조자가 제공한 크랭크축의 등가축 모델을 적용한 계산과 주기관 내부를 실제와 같이 모델링한 결과의 차이가 있다고 보고하였다. 본 연구에서는 주기관 제조자의 크랭크축 등가축 모델을 사용하였으므로, 실제 주기관의 주베어링 하중을 확인하고 운항 중 베어링의 손상을 막기 위해서 작업법을 통한 베어링의 하중 계측, 베어링 틈새 계측 및 크랭크축의 개폐작용(crank arm deflection)에 대해서 유의 관찰해야 한다.

초기 설계한 베어링의 높낮이를 기준으로 하였을 경우의 베어링에 인가되는 하중 대비 변화량의 비율을 살펴보면 Table 4.24와 같다.

Table 4.24 Changed ratio of bearing reaction force by design for each ship

Bearing	A 선박		B 선박		C 선박	
	Case 1	Case 2	Case 1	Case 2	Case 1	Case 2
Aft. Stern tube bearing	2%	-2%	2%	-2%	1%	-1%
Fwd. Stern tube bearing	-13%	13%	-20%	20%	-17%	17%
Int. shaft bearing (Aft.)	25%	-25%	18%	-18%	5%	-5%
Int. shaft bearing (Fwd.)	(N/A)				0%	-1%
Main bearing No.8	-40%	40%	-93%	95%	-25%	12%
Main bearing No.7	31%	-31%	85%	-91%	25%	8%
Main bearing No.6	-1%	0%	0%	2%	41%	-10%
Main bearing No.5	0%	0%	0%	0%	-141%	5%
Main bearing No.4	0%	0%	0%	0%	111%	-1%
Main bearing No.3	0%	0%	0%	0%	-146%	0%

초기 설계대비 하중의 변화량은 주기관 최후부 베어링에서는 세가지 선박 모두 가장 큰 변화량을 보였다. 또한 C선박을 제외한 A, B선박에서 중간축에서 16%~25%의 차이로 변화를 보였다. 이는 작업법 적용시의 공차인 $\pm 20\%$ 에 근사하는 값으로 경우에 따라서는 축계의 커플링 연결 후 작업을 하는 과정에서 베어링의 높낮이 조정이 생길 수 있음을 의미한다.

4.2 커플링의 갭과 색이 축계에 미치는 영향

B선박, 1,000 TEU Container ship의 추진축계 설치시 갭과 색의 영향에 관하여 추가 연구를 수행하였다. 앞서 조선소에서 제시한 허용공차 ± 0.1 mm를 적용하였을 경우, 축을 아래 방향으로 이동시키는 Case 2의 경우에 주기관의 연결부분에서 굽힘 모멘트와 전단력이 주기관 제조자의 허용범위를 벗어나는 것을 알 수 있었다. 해당 선박에 있어서 갭과 색의 영향과 제조자의 허용범위를 충족시키기 위한 중간축 베어링과 주기관 주베어링의 높이를 확인하기 위해서 아래와 같은 2가지 계산을 수행하였다.

1. 중간축과 프로펠러축 사이의 색 값은 설계치로 고정을 하고 갭을 0.02 mm 단위로 변경하여 설계치 대비 0.2 mm 증가하였을 경우에 중간축 베어링의 높이를 확인하고, 각각의 축계의 건전성에 대해서 평가한다. 이때 중간축과 주기관 크랭크축의 등가축 사이의 갭과 색은 설계치의 값으로 고정을 한다.
2. 1항에서 계산된 축계의 베어링 하중과 주기관 커플링에 관한 검토 결과를 바탕으로 허용범위 바깥에 나가게 되는 경우, 혹은 허용범위에 근사한 경우에 대하여 중간축과 주기관 등가 모델링 사이의 갭을 0.02 mm 단위로 변경하여 설계치 대비 0.2 mm 증가하였을 경우의 베어링의 높낮이 및 축계의 건전성에 대해서 평가한다.

4.2.1 프로펠러축과 중간축 사이 커플링에서 갭이 축계에 미치는 영향

B 선박의 설계상 베어링 높낮이에서 물에 잠기지 않은 상태에서의 갭과 색은 **Table 4.25**와 같다.

Table 4.25 Design gap-sag based on the design offset for B ship

Position of coupling	Gap / Sag (Unit : mm)	
	Gap	Sag
Propeller shaft ~ Intermediate shaft	0.6483	2.5941
Intermediate shaft ~ Crankshaft	0.4985	-0.1906

우선 첫 번째 중간축과 프로펠러축 사이의 갭의 영향을 확인하기 위해서 목표 갭인 0.6483 mm에서부터 0.02 mm씩 증가하여 0.1 mm까지 증가시켜 0.7483 mm까지 변경하였을 경우의 중간축 베어링 및 임시지지대의 높이를 구해보면 **Table 4.26**과 같다.

중간축과 프로펠러 축 사이의 겹은 0.02 mm 증가할 때 마다 중간축 베어링은 약 0.098mm 점점 위로 올라오는 것이 확인 가능하였다. 중간축 베어링뿐만 아니라 주베어링의 높낮이 또한 약간의 차이는 있었지만 주기관 최후부 베어링은 0.243 mm가 증가하였다. 각각의 베어링 높낮이를 반영한 축계의 형상은 Fig. 4.13과 같다.

Table 4.26 Predicted bearing offset based on the design for B ship

Bearing	Bearing offset (Unit : mm)					
	Design	0.02mm	0.04mm	0.06mm	0.08mm	0.1mm
Aft. S/T bearing	0	0	0	0	0	0
Fwd. S/T bearing	0	0	0	0	0	0
Int. shaft bearing	-2.170	-2.073	-1.975	-1.878	-1.780	-1.683
Temporary support	-2.790	-2.618	-2.445	-2.273	-2.100	-1.928
Main bearing No.8	-3.760	-3.517	-3.273	-3.03	-2.786	-2.544
Main bearing No.7	-3.760	-3.498	-3.234	-2.971	-2.707	-2.447
Main bearing No.6	-3.760	-3.476	-3.191	-2.906	-2.620	-2.339
Main bearing No.5	-3.760	-3.454	-3.148	-2.841	-2.5633	-2.231
Main bearing No.4	-3.760	-3.432	-3.105	-2.776	-2.446	-2.123
Main bearing No.3	-3.760	-3.410	-3.062	-2.711	-2.359	-2.015

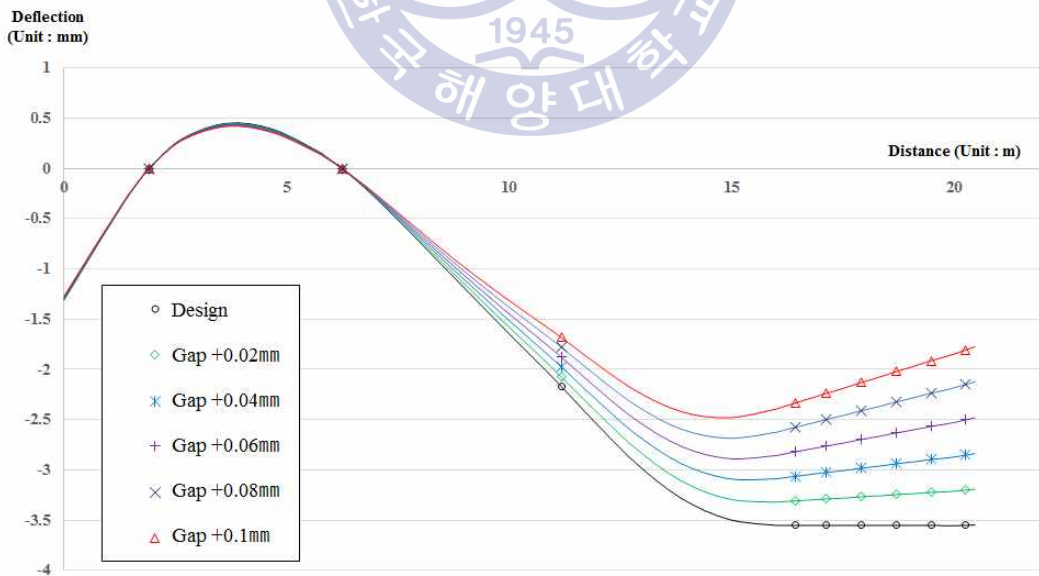


Fig. 4.13 Shaft deflection curve by changing gap at aft coupling

각각의 경우의 베어링 하중을 살펴보면 Fig. 4.14와 같다. Fig. 4.14에서 확인되는 바와 같이 베어링의 하중은 갭이 증가함에 따라서 중간축 베어링의 높이는 증가하였고 그에 따라 선수/선미부 선미관 베어링과 중간축 베어링의 하중에 변화가 있었으나 허용 면압 혹은 하중의 크기를 넘어가지는 않는 것을 알 수 있다.

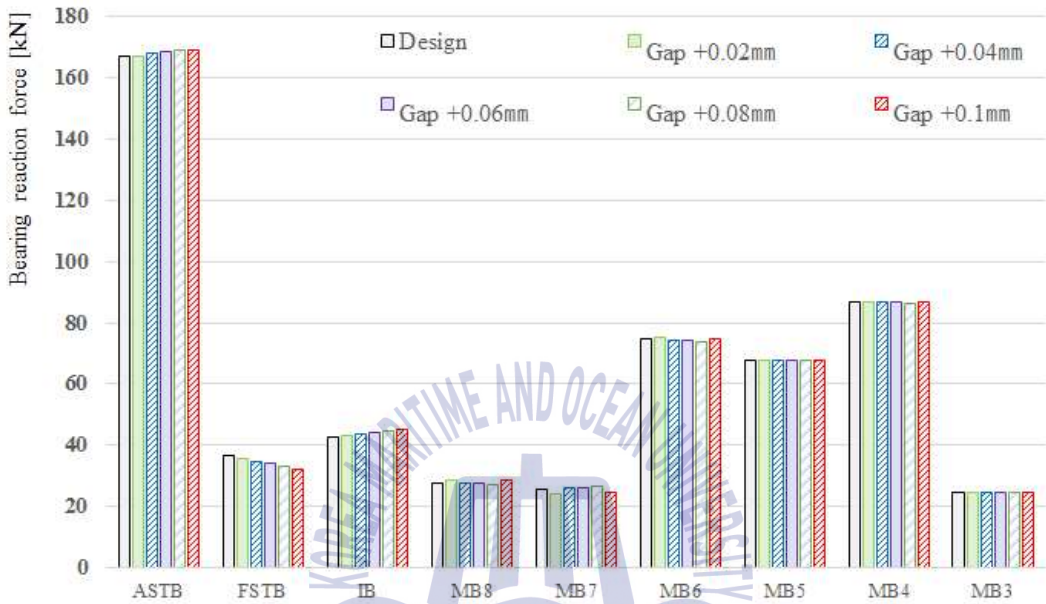


Fig. 4.14 Bearing load by changing gap at aft coupling

축계정렬계산을 통해서 선미부 선미관 베어링으로부터 주기관 최후부 3개 베어링의 반력 영향 계수를 살펴보면 Table 4.27과 같다. 중간축 베어링의 높낮이 조정에 따라서 38,083 N이 베어링에 더해지거나 줄어들게 된다. 설계시 온간상태에서 베어링의 하중은 42,866.8 N으로 0.36 MPa 이 가해지고 있었다. 베어링 제조자가 권장하는 0.8 MPa 이 되기 위해서는 52,514 N의 하중이 베어링에 더 작용할 수 있다. 이는 다른 베어링의 영향을 무시하였을 경우에 중간축 베어링을 1.378 mm 더 올릴 수 있음을 의미한다. 반대로 베어링을 1.125 mm 내렸을 경우에는 중간축 베어링에 하중이 작용하지 않게 되는 것을 알 수 있다. 이는 앞서 Table 4.16에서 갭을 0.02 mm 증가할 경우 0.098 mm 베어링이 변화하였으므로 갭이 14 mm 더 벌어지거나 11 mm 줄어들었을 경우에 해당되는 값이다.

Table 4.27 Reaction influence number for B ship (N/1.0 mm up)

	ASTB	FSTB	ISB	MB8	MB7	MB6
ASTB	6,535	-13,747	9,412	-8,484	6,458	-221
FSTB	-13,747	31,994	-27,488	35,634	-27,125	927
ISB	9,412	-27,488	38,083	-102,560	84,840	-2,900
MB8	-8,484	35,634	-102,560	1,210,284	-1,947,097	1,029,579
MB7	6,458	-27,125	84,840	-1,947,097	3,890,998	-2,827,862
MB6	-221	927	-2,900	1,029,579	-2,827,862	3,203,867
MB5	59	-247	773	-274,554	1,035,523	-2,050,426
MB4	-15	62	-193	68,639	-258,881	776,444
MB3	2	-10	32	-11,440	43,147	-129,407

베어링 하중과 함께 주기관의 제조자가 제시하는 굽힘모멘트와 전단력 선도에서 각각의 경우에 대해서 확인해 보면 Fig. 4.15와 같다. 설계상의 갭을 반영하였을 경우를 포함하여 모든 경우에 있어서 허용 범위 내에 위치하였으며, 변화량도 적었다.

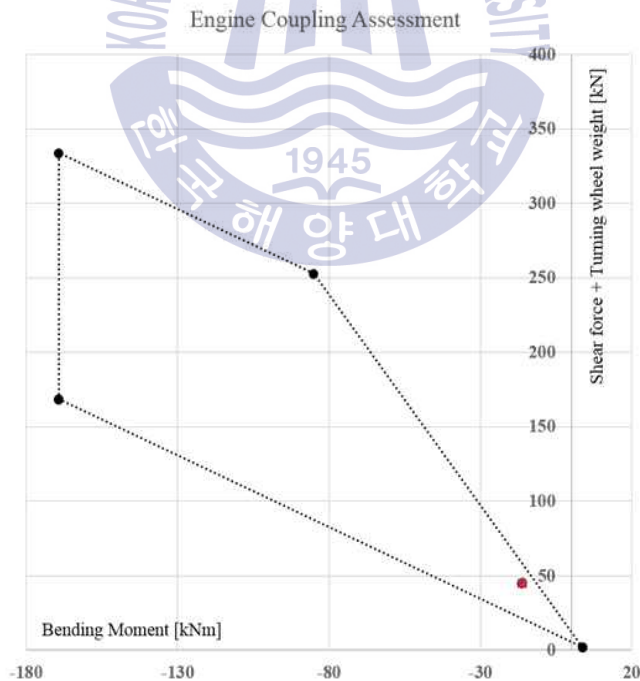


Fig. 4.15 Assessment on engine coupling by changing gap for aft coupling

이를 통해서 프로펠러축과 중간축 사이의 갭에 따른 베어링의 높이를 살펴보면 중간축 베어링과 함께 인접한 선수/선미부 선미관 베어링 하중에 영향을 미쳤으나 그 정도가 축계의 건전성에 영향을 미칠 만큼 크지는 않다는 것을 알 수 있었다.

4.2.2 중간축과 크랭크축 연결부에서 갭이 축계에 미치는 영향

4.2.2에서는 앞서 4.5.1에서 프로펠러축과 중간축 사이의 갭의 영향을 확인하는 방법과 유사한 방법으로 중간축과 주기관 크랭크축 사이의 갭의 영향에 대해서 확인하였다. 중간축과 크랭크축 연결부의 섹 값은 설계시 확인된 Table 4.25상의 -0.1906 mm로 동일하게 적용하였다. 그리고 갭을 설계상 목표 값인 0.4985 mm에서 0.02 mm 단위로 증가시켜 0.1 mm 까지 증가된 0.5985 mm 가 되었을 경우 주기관의 주베어링의 높낮이 변화에 대해서 계산하였다. 이 경우 중간축 베어링과 임시 지지대의 높이는 Table 4.26에서 가장 변화폭이 컸던 목표 값 대비 0.1 mm 증가된 갭에서의 값을 사용하였다.

위와 같은 조건으로 주베어링의 높낮이 변화를 살펴본 결과는 Table 4.28과 같다. 계산 결과는 각각의 주베어링은 거리에 따라서 선형적으로 높낮이가 변화하는 것을 가정으로 한 결과이다.

Table 4.28 Predicted bearing offset based on the design for B ship

Bearing	Bearing offset (Unit : mm)					
	Design	0.02mm	0.04mm	0.06mm	0.08mm	0.1mm
Aft. S/T bearing	0	0	0	0	0	0
Fwd. S/T bearing	0	0	0	0	0	0
Int. shaft bearing	-2.170	-1.683	-1.683	-1.683	-1.683	-1.683
Temporary support	-2.790	-1.928	-1.928	-1.928	-1.928	-1.928
Main bearing No.8	-3.760	-2.535	-2.527	-2.519	-2.511	-2.503
Main bearing No.7	-3.760	-2.421	-2.397	-2.373	-2.349	-2.325
Main bearing No.6	-3.760	-2.294	-2.253	-2.211	-2.169	-2.127
Main bearing No.5	-3.760	-2.167	-2.109	-2.049	-1.989	-1.929
Main bearing No.4	-3.760	-2.04	-1.965	-1.887	-1.809	-1.731
Main bearing No.3	-3.760	-1.913	-1.821	-1.725	-1.629	-1.533

계산 결과를 볼 때 갭이 0.02 mm 증가함에 따라서 No.3 주베어링은 약 0.096 mm 씩 점점 상승하는 것을 알 수 있었다. 이를 기울기로 환산하면 갭이 1 mm씩 변화할 경우에 주기관은 약 3.5° 씩 변화하는 것을 나타낸다. Fig. 4.16은 열 팽창량을 고려한 중간상태에서의 이렇게 변화한 축계의 형상을 보여준다.

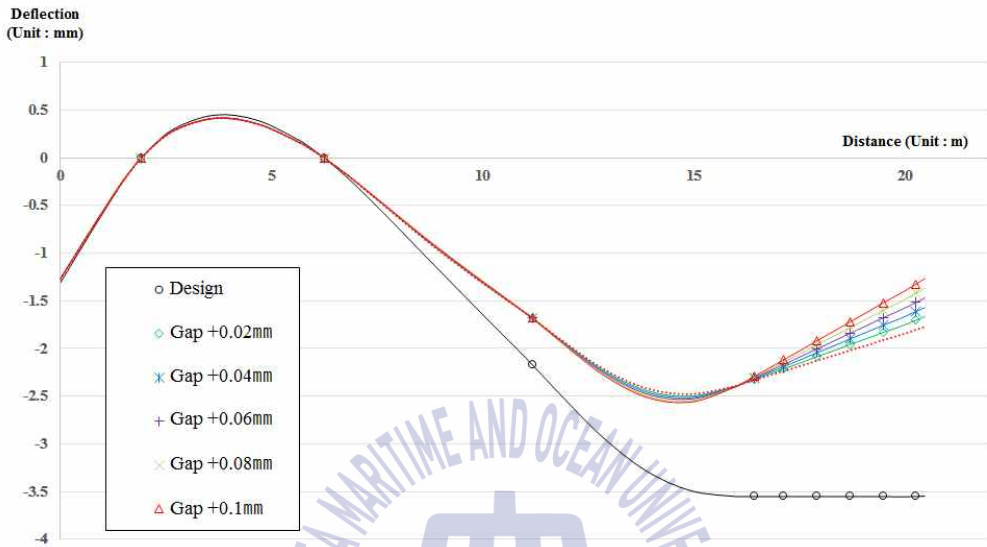


Fig. 4.16 Shaft deflection curve by changing gap at fwd coupling

중간축 베어링의 높이가 동일하더라도 크랭크축과 중간축 사이의 갭이 변화하면서 축은 Table 4.28에 따라서 약간의 변화가 있음을 알 수 있다. 이러한 축의 베어링의 높이 변화에 따른 베어링 하중을 비교하면 Fig. 4.17과 같다.

중간축과 크랭크축 사이의 갭이 변함에 따라서 주베어링의 높낮이에 영향을 미치게 된다. 특히 주베어링의 높낮이 변화로 인해서 최후부 2개의 주베어링에 인가되는 하중 변화폭이 큰 것으로 나타났다. 이는 Table 4.27의 반력영향계수를 통해서 확인 가능 하듯이 최후부 베어링은 1 mm를 올리거나 내리는 것에 따라서 최후부 베어링의 하중을 1,210,284 N만큼 내리거나 증가시키고, 인접한 베어링에도 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

Fig. 4.18에서는 중간축과 크랭크축과의 연결부에 있어 굽힘 모멘트와 전단력에 건전성을 제조자의 허용범위를 기준으로 확인한 결과를 보여준다.

프로펠러축과 중간축 사이의 갭을 조정하였을 경우에는 크랭크축의 플랜지부에는 큰 영향을 미치지 않는 것으로 확인되었으나, 크랭크축과 중간축 사이의 갭을 조정할 경우에는 많은 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 갭을 목표 값 대비하여 줄였을

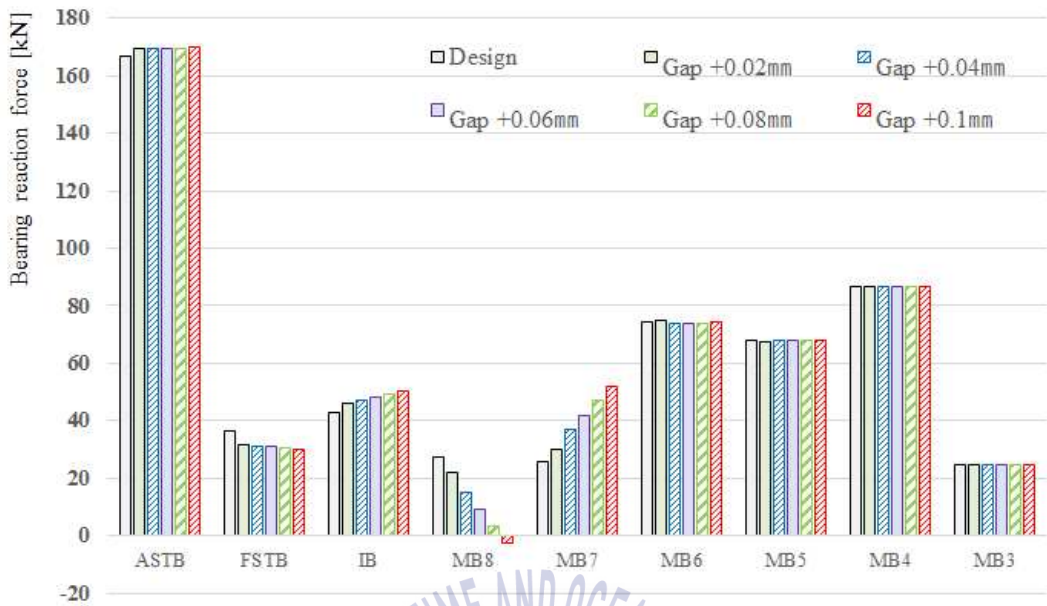


Fig. 4.17 Bearing load by changing gap at fwd. coupling

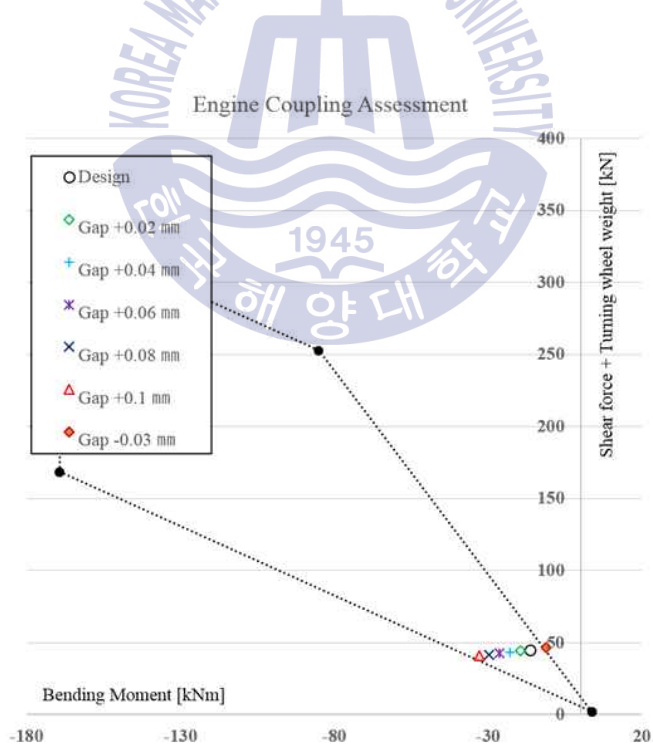


Fig. 4.18 Assessment on engine coupling by changing gap at fwd. coupling

경우에는 굽힘 모멘트와 전단력이 점점 증가하여 그래프 상에서 설계 값(design)에서 점점 좌측 방향으로 이동하였으며, 약 -0.03 mm 차이가 날 경우에는 굽힘 모멘트와 전단력이 제조자의 허용범위를 바깥에 위치한다.

중간축과 주기관 크랭크축 연결부에서의 갭을 변화 시켰을 경우에는 중간축과 프로펠러축의 플랜지면에서의 갭 변화에 비해서 베어링 하중이나 연결부에서의 굽힘모멘트와 전단력이 큰 것을 알 수 있다. 그리고 선박 건조시에 적용한 갭의 허용공차 범위인 $\pm 0.1 \text{ mm}$ 에서 허용범위 밖에 위치 할 수 있으므로 시공시 허용공차를 좀 더 좁은 범위에서 적용되어야 하는 것을 시사한다.

4.2.3 중간축과 크랭크축 연결부에서 색이 축계에 미치는 영향

B선박에서 4.2.2의 중간축과 크랭크축 연결부에서 갭을 설계치 대비 0.03 mm 감소시켰을 경우에 베어링 하중은 만족스러웠으며, 크랭크축의 연결부에 있어서 굽힘 모멘트와 전단력이 제조자의 허용범위를 초과하여 작용하는 것을 알 수 있었다. 각 변위량에 의해서 결정되는 갭의 정해지게 되면 정해진 베어링의 높낮이의 수평이동에 따라서 색을 맞추게 된다. 따라서 4.2.3에서는 색의 변화에 따른 각 베어링 하중과 크랭크축 연결부에서의 굽힘 모멘트과 전단력을 통해서 알아보하고자 한다.

Fig. 4.15에서 제조자의 허용범위를 벗어나는 시점인 목표 값 대비 0.03 mm 갭을 줄였을 경우를 기준으로 하여 색을 목표 값 대비 $+0.05 \text{ mm}$, $+0.1 \text{ mm}$, $+0.2 \text{ mm}$, $+0.5 \text{ mm}$ 변화시켰을 경우의 결과를 비교한다. Fig. 4.19는 베어링 하중의 변화를 나타낸다.

색의 변화에 따라서 주기관 최후부 베어링의 하중이 색이 증가함에 따라서 점점 감소하며, 주기관 최후부의 2개의 베어링을 제외한 나머지 베어링의 하중변화량은 크게 영향을 받지 않는다.

Fig. 4.20은 색을 변경 시켰을 경우의 베어링 하중과 크랭크축 연결부에서 굽힘 모멘트와 전단력을 보여준다.

최초 설계치 에서 갭을 0.03 mm 줄였을 경우 굽힘 모멘트와 전단력이 증가하여 제조자의 허용범위 바깥에 위치하였으나, 색이 증가함에 따라서 굽힘 모멘트와 전단력이 감소하여 0.1 mm 증가시켰을 경우에는 최초 설계시의 위치와 유사하게 나타나는 것을 알 수 있다. 이는 해당 커플링에서 갭의 변화가 축계에 미친 부정적인 영향을 색의 변화를 통해서 완화 혹은 상쇄 시킬 수 있음을 의미한다.

앞서 4.2.1.과 4.2.2에서 축계의 커플링에서 갭에 따른 변화를 살펴보았으며,

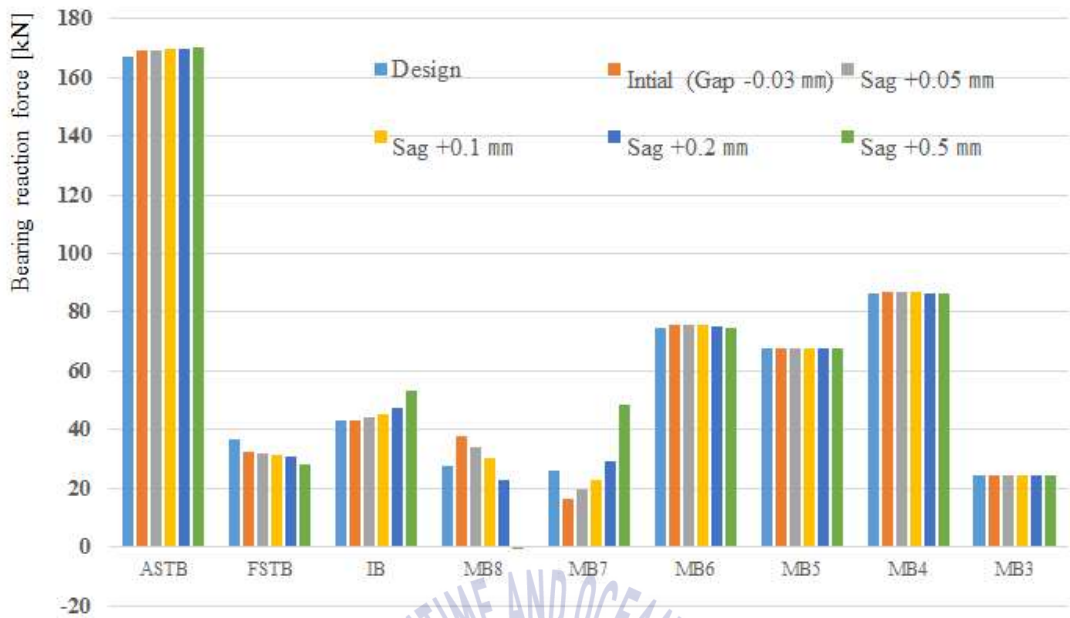


Fig. 4.19 Bearing load by changing sag at fwd. coupling

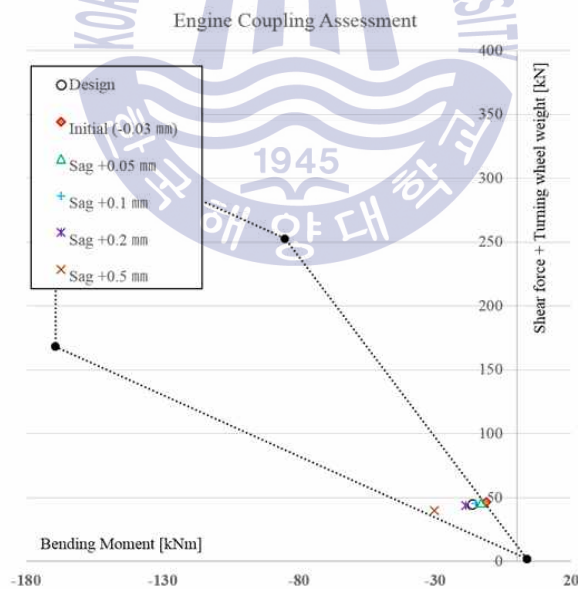


Fig. 4.20 Assessment on engine coupling by changing sag for fwd. coupling

4.2.3에서는 색의 변화가 축계에 미치는 영향에 대해서 확인해 보았다. 이를 통해서 3가지 내용을 확인 할 수 있었다.

1. 중간축을 1개 가지는 축계에서 선미축 연결부의 겹과 색은 베어링의 하중에는 영향을 미치지 않지만 크랭크축의 연결부에서 굽힘 모멘트와 전단력에는 큰 영향을 미치지 않는다.
2. 선수축 연결부에서는 선수/선미부 선미관 베어링에는 큰 영향을 미치지 않았으나, 중간축 베어링과 주기관 최후부 베어링 2개에는 주로 영향을 미쳤으며, 베어링이 무부하 상태가 될 수 있다.
3. 겹과 색의 변화를 통해서 축계에 부정적인 영향을 완화 시킬 수 있었다. 이는 겹과 색에 대해서 독립적으로 허용공차를 부여하는 현재 조선소 관습을 상호 연계시켜서 관리를 한다면 축계 거치 작업을 더 안정적으로 할 수 있음을 나타낸다.



4.3 깎색의 설치 방법에 따른 축계의 변형

앞서 3.3.2에서는 커플링의 체결시기에 따라서 깎색법을 동시체결 방식(One stage gap-sag installation)과 순차 체결 방식(Multi stage gap-sag installation)으로 나뉘어서 사용하는 것을 확인하였다. 본 절에서는 동일한 축계를 동시체결 방식과 순차 체결 방식을 적용하였을 경우의 주기관의 설치 상태 변화에 대해서 알아본다.

4.3.1 대상 선박의 선정

서로 다른 방식의 깎색법을 적용하여 주기관의 설치 상태 및 축계의 변형을 확인하기 위한 선박의 추진축계 제원은 **Table 4.29**와 같다.

Table 4.29 Specification of shafting system for D ship

Vessel Type	151K DWT Bulk Carrier	
Main Engine	Type	MAN B&W 5G70ME-C
MCR	Power	11,550 kW
	rpm	66 rpm
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	Diameter	9,000 mm
	Blade No.	4 blades
Intermediate shaft	Diameter	480 mm
	Length	8,160 mm
Propeller shaft	Diameter	620 mm
	Length	9,045 mm
Aft. stern tube bearing	Effective length	1,370 mm
	Diametrical clearance	0.8 mm
Fwd. stern tube bearing	Effective length	420 mm
	Diametrical clearance	0.8 mm
Int. shaft bearing	Effective length	400 mm

4.3.2 비교 평가 조건

대상 선박과 같이 중간축의 개수가 1개인 축계에서는 갭색법 설치방법의 구분 없이 중간축 베어링과 임시지지대의 높이는 동일하게 된다. 앞서 3.3.2에서 기술한 바와 같이 갭색을 설치하는 방법은 동시 체결 방식과 순차 체결 방식으로 구분할 수 있다. 동시 체결방식에서는 축계의 모든 커플링인, 프로펠러축과 중간축 사이의 커플링과 중간축 커플링과 크랭크축 사이의 커플링에서의 갭과 색을 목표 값에 맞춘 다음 한꺼번에 체결을 한다. 순차 체결 방식에서는 1차적으로 중간축 베어링과 임시지지대의 높이를 조정하여 프로펠러축과 중간축 간의 커플링에서 갭과 색을 맞춘 다음 체결을 하고, 2차적으로 중간축의 임시지지대를 제거한 후 주기관의 베드 플레이트(*bed plate*)의 높낮이를 조정하여 중간축과 크랭크 축 사이의 커플링에 목표 갭과 색 값을 설정한다.

각각 계산을 통해서 확인된 갭과 색 값은 **Table 4.30**과 같다. 축계의 변형은 **Table 4.30**을 기준으로 비교를 하고, 선수/선미측 커플링의 갭이 각각 0.2 mm 증가 되었을 경우에 비교를 한다.

Table 4.30 Design gap-sag by the installation method (Unit : mm)

Installation method	Aft. flange	Fwd. flange
	Gap / Sag	Gap / Sag
One stage gap-sag installation	0.6408 / 3.4831	0.3532 / 3.127
Multi stage gap-sag installation		3.5594 / -8.804

4.3.3 갭색의 설치방법에 따른 베어링 높낮이의 변화

Table 4.30을 바탕으로 두가지 갭색법의 설치방법에 따라서 베어링의 높낮이를 확인해 보면 **Table 4.31**과 같다. **Table 4.31**은 최초 설계 상태에서의 베어링 높낮이와 프로펠러축과 중간축 사이의 플랜지면의 갭이 +0.2 mm 증가되었을 경우의 베어링 높낮이(*Initial*)와 중간축과 엔진 크랭크축의 플랜지면에서 갭이 +0.2 mm 증가되었을 경우 동시 체결방식과 순차 체결방식 각각의 방법으로 갭색법 시행하였을 경우의 베어링 높낮이를 보여준다.

플랜지면 체결 시기에 따른 갭색법의 시공방법에 따라서는 중간축 베어링의 높이는 무관하지만, 주기관의 주베어링에서 차이가 발생하는 것을 알 수 있다. 주기관 최후부

Table 4.31 Result of bearing offset by the installation method (Unit : mm)

Bearing	Design bearing offset	One stage		Multi stage	
		Initial	Gap +0.2 mm	Initial	Gap +0.2 mm
Aft. S/T bearing	0	0	0	0	0
Fwd. S/T bearing	0	0	0	0	0
Int. shaft bearing	-2.900	-2.942	-2.942	-2.942	-2.942
Main bearing No.8	-6.200	-5.251	-5.162	-5.393	-5.305
Main bearing No.7	-6.200	-4.998	-4.740	-5.183	-4.927
Main bearing No.6	-6.200	-4.698	-4.272	-4.950	-4.507
Main bearing No.5	-6.200	-4.398	-3.804	-4.717	-4.087
Main bearing No.4	-6.200	-4.098	-3.336	-4.484	-3.667
Main bearing No.3	-6.200	-3.798	-2.868	-4.251	-3.247

베어링의 높이는 순차 체결방식을 통해 갭색법을 시행한 경우 동시 체결방식을 사용했을 때에 비해서 0.142 mm 더 아래에 위치하고 있으며, 주베어링의 경사도 완만해져서 3번 주베어링의 높이에서는 0.551 mm 더 낮게 한다.

Table 4.31은 냉간 상태에서 베어링 높낮이를 나타내기 때문에 중간축 베어링과 주베어링의 열 팽창량을 고려하여 축계의 형상을 나타내면 Fig. 4.21과 같다.

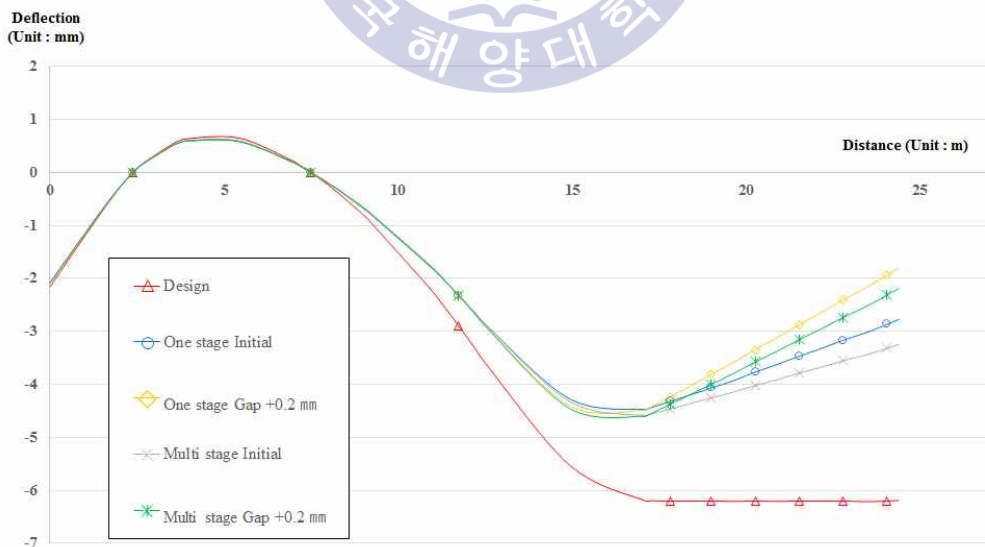


Fig. 4.21 Result of shaft deflection curve based on installation method

4.3.4 축계의 변화에 따른 정렬상태 평가

계산 결과를 바탕으로 각각의 베어링에 인가되는 하중에 관하여 평가를 하면 Fig. 4.22와 같다. 서로 다른 방식으로 검색법을 시공하였을 경우의 결과를 살펴보면 대동소이 한 것을 알 수 있다. 중간축과 프로펠러축 사이의 플랜지면에서 겹을 +0.2 mm 차이의 영향으로 인해서 주기관 최후부 베어링에서의 하중이 줄어든 것 알 수 있다. 이 경우, 순차 체결방식에서의 베어링 하중이 1,652 N 더 인가된다.

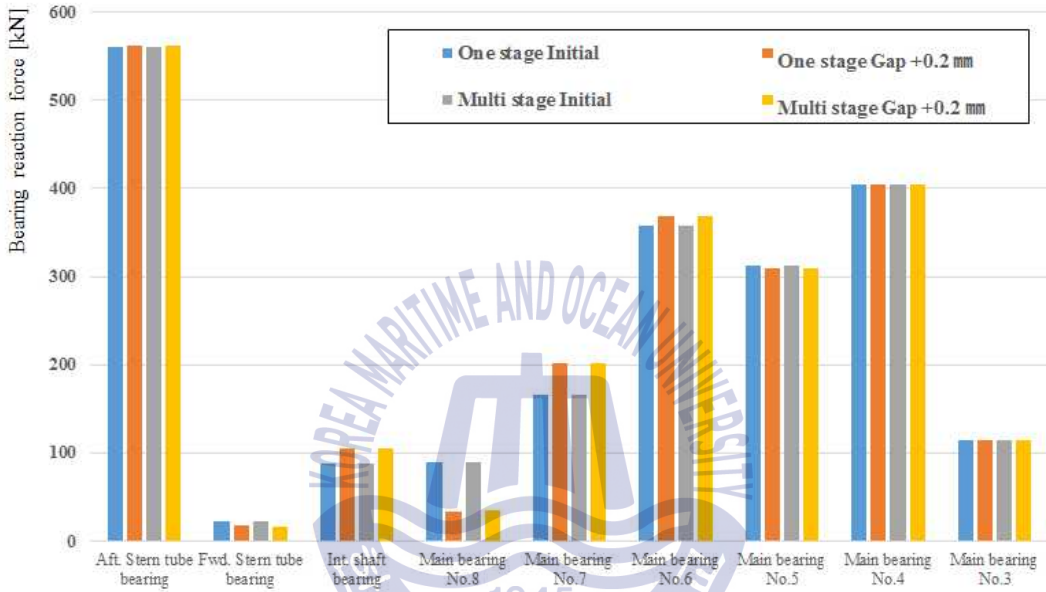


Fig. 4.22 Result of bearing load based on installation method

주기관 크랭크축 연결부에서의 굽힘 모멘트와 전단력에 엔진 커플링 부분의 평가 결과도 베어링의 하중에 관한 결과와 크게 다르지 않다. 결과는 Fig. 4.23을 통해서 확인이 가능하다. 각각의 경우에 있어서 결과는 크게 다르지 않으나 겹의 증가에 따라서 굽힘 모멘트와 전단력이 줄어드는 것을 알 수 있다.

베어링 하중과 주기관 크랭크축 연결부의 결과에서 볼 때 서로 다른 체결 방식에 있어서 눈에 띄는 차이는 발견 할 수 없었으나 순차 체결방식을 사용하였을 경우 동시 체결방식에 비해서 축계가 더 건전성을 가지는 것을 알 수 있다.

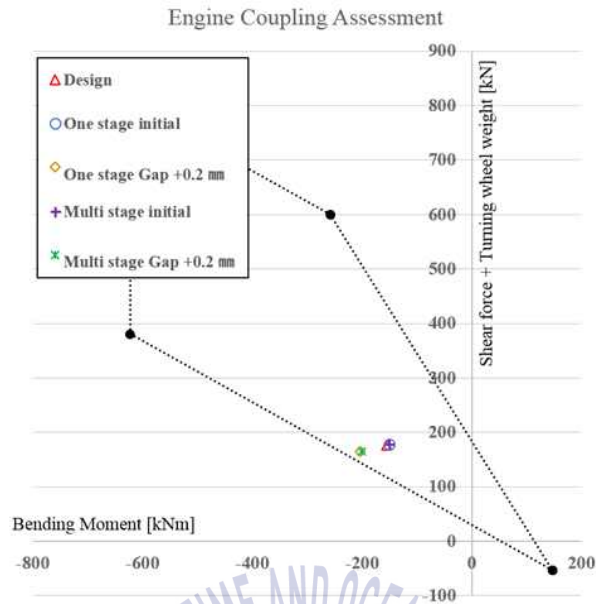
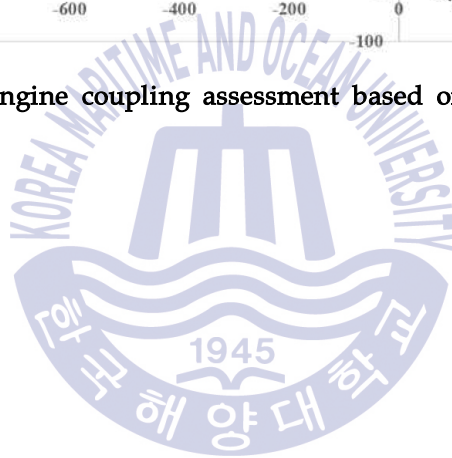


Fig. 4.23 Result of engine coupling assessment based on installation method



제 5 장 결 론

본 연구에서는 선박의 축계 정렬 계산에 사용되는 매트릭스 구조해석법과 함께 시공 및 검증단계에 사용하는 검색법과 작업법에 대해 알아보았다. 그리고 축계 설치시 검색법을 이용한 선박에서 작업시 공차가 미치는 영향, 각 커플링에서 갭과 색의 영향, 검색 시행 방법에 따른 영향을 고찰하였다. 이들을 요약하여 정리하면 다음과 같다.

(1) 국내 조선소에서는 검색법에 관하여 ± 0.1 mm의 공차를 가지고 작업을 수행하고 있었다. 갭과 색이 공차에 따라서 베어링 높낮이가 변할 경우, 주베어링에서 무부하 상태가 발생하거나, 허용범위를 만족시키지 못하는 경우가 생길 수 있음을 확인하였다. 또한 주기관의 크랭크축 커플링 부분에서의 굽힘 모멘트와 전단력은 제조자의 허용범위를 벗어날 수 있는 것으로 나타났다. 따라서 현재 갭과 색에 적용하고 있는 공차의 재조정이 필요하다.

(2) 프로펠러축, 중간축 1개 그리고 주기관 크랭크축으로 축계가 구성되어 있는 선박에서 프로펠러축과 중간축 사이의 갭의 변화는 축의 안정성에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 하지만 중간축과 크랭크축 사이의 플랜지부에서의 갭의 변화는 주기관 최후부 베어링의 하중과 크랭크축 연결부에 영향을 미쳐 허용범위를 벗어나게 할 수 있는 것으로 나타났다.

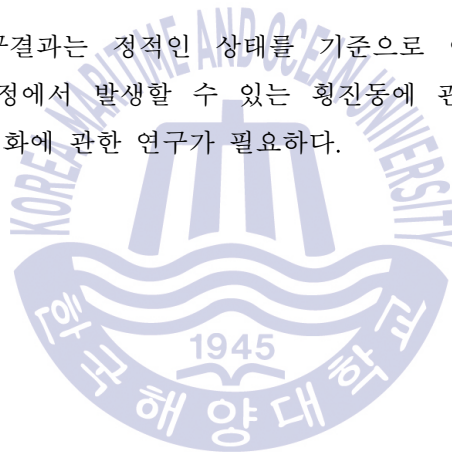
(3) 크랭크축 연결부에서 갭과 색의 변화에 따른 굽힘 모멘트와 전단력이 변화하는 경향을 살펴보면 갭과 색이 증가할수록 굽힘 모멘트와 전단력은 줄어드는 것으로 나타났다. 단, 이 때 갭은 플랜지부의 아래쪽의 수평거리가 멀어질수록 증가하는 것을 의미하고, 색은 선미 방향에 위치한 축의 선수 방향에 위치한 축보다 위에 있을 경우에 증가하는 것을 의미한다.

(4) 검색법을 시공하는 방법은 커플링의 연결하는 시기에 따라서 동시 체결방식과 순차 체결방식으로 구분할 수 있다. 각각의 체결방식에서, 갭과 색의 변화에 따른 축계의 베어링 하중과 크랭크축 연결부에서의 굽힘 모멘트와 전단력에 관하여

살펴보면 큰 차이는 나타나지 않는 것으로 확인되었으나, 순차 체결방식을 이용하여 축계 거치작업을 하였을 경우 축계가 최초 설계 상태에 더 가까워지는 것을 알 수 있었다.

본 연구에서는 설계시의 목표하는 갭과 색에 따른 베어링의 높낮이 변화를 알아보았다. 그리고 변경된 베어링 높낮이를 바탕으로 갭과 색이 변화하였을 경우, 베어링 하중과 상대 경사각, 엔진 크랭크축 연결부에서의 전단력과 굽힘 모멘트 측면에서 선박의 추진축계의 안정성에 대해 고찰하였다. 연구 결과를 통해서 축계 설치시에 적용하고 있는 검색법과 후속조치로서 재업법의 필요성을 환기할 수 있었다. 또한, 갭과 색에 적용하고 있는 공차에 관하여, 갭과 색에서 발생하는 공차를 연계하여 갭과 색의 합이 0.05 mm이하로 관리할 경우 축계에 안정성을 더 확보할 수 있을 것으로 나타났다.

추가적으로 모든 연구결과는 정적인 상태를 기준으로 이루어 졌으므로, 선박이 인도된 후 운항하는 과정에서 발생할 수 있는 횡진동에 관한 연구와 선체변형으로 인한 베어링의 높낮이 변화에 관한 연구가 필요하다.



참고문헌

- [1] Y. G. Kim, S. J. Hwang, J. S. Sun, S. G. Jung & U. K. Kim, 2015. *A study on the effect of torsional vibration for propulsion shafting due to the characteristics of fuel saving marine engine*. Proceedings of the 39th KOSME Fall Conference, p.186.
- [2] Y. G. Kim, S. J. Hwang, Y. H. Kim, K. H. Cho & U. K. Kim, 2016. *A control of torsional vibration for propulsion shafting by optimum design of Geislinger tuning damper for eco-ship with delayed rpm acceleration of marine diesel engine*. Proceedings of the 40th KOSME Spring Conference, p.173.
- [3] 김양곤, 황상재, 김영환, 조권희, 김의간, 2016, 점성-스프링 댐퍼 최적화 설계를 이용한 엔진 증속지연 특성을 갖는 추진축계 비틀림진동 제어. 한국마린엔지니어링학회지, 제40권 7호, pp.580-586.
- [4] MAN Diesel & Turbo, *G-type engine: Revolutionary ultra-long-stroke* <https://marine.man.eu/> [Accessed 02 March 2017].
- [5] 선진석, 2016, 선미관 후부 베어링의 반력지지점과 내부경사에 따른 추진축계 정렬에 관한 연구. 박사학위논문, 부산:한국해양대학교.
- [6] 신장룡, 허주호, 2002. 선체변형이 추진축계에 미치는 영향. 대한조선학회, 추계학술대회 논문집, 2002, pp.428-431.
- [7] 신장룡, 허기선, 허주호, 2002. 추진축계에 대한 VLCC 선체 변형의 영향 평가. 대한조선학회, 선박설계 연구회 논문집, 2002, pp.177-182.
- [8] 선진석, 이용진, 김의간, 2009. 선체 변형 근사곡선을 이용한 추진축계 정렬의 유연성 평가. 한국마린엔지니어링학회지, 제33권 1호, pp.28-36.
- [9] American Bureau of Shipping, February 2014, *Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment*.
- [10] Nippon Kaiji Kyokai, June 2006, *Guidelines on Shafting Alignment*.
- [11] 김철우, 이용진, 조권희, 김의간, 2008, 스트레인 게이지를 이용한 선박용 추진축계의 베어링 반력 측정에 관한 연구, 한국마린엔지니어링학회지, 제32권 1호, pp.33-41.
- [12] Y. J. Lee, U. K. Kim, J. S. Kim, 2006, *Hull deflection affecting on the ship's*

- propulsion shafting alignment in 46K oil/chemical carrier*. Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol.30, No.7, pp.800-807.
- [13] WEI Haijun, 2010. *Contractions Study on Two Shipping Shaft System Alignment Calculation Base on Finite-element Method*. Proceedings of the 29th Chinese Control Conference.
- [14] Civil Engineering (Helf college of Engineering) Class note *CIVL 7117*, <http://www.ce.memphis.edu/7117/notes/notes.html> [Accessed 27 February 2017].
- [15] 선진석, 2008. 선체변형 근사곡선을 이용한 추진축계의 베어링 반력 유연성 평가. 석사학위논문. 부산:한국해양대학교.
- [16] 임상전, 2011. 재료역학. 문운당.
- [17] Chang, M.H. Juang, S.H., 2014. *Theoretical Design Study on Shafting Alignment Calculation for High Speed Craft*, HRČAK Volume 65 Number 3.
- [18] 김규창, 김준기, 2005, VLCC의 최적 축계정렬해석 연구, 대한조선학회 특별 논문집.
- [19] 전효중, 1986. 선박동력전달장치. 태화출판사.
- [20] China Class Society. *CCS Rules for classification of sea-going steel ships*, <http://www.ccs.org.cn> (Updated 17 March 2016) [Accessed 19 May 2017].
- [21] Bureau Veritas. 2015. *Elastic Shaft Alignment*, Rule Note.
- [22] 길병래, 김정렬, 전효중, 조권희, 이돈출, 2006. 축계장치와 프로펠러. 대진문화사.
- [23] 조권희, 2012. 선박건조지식입문. 다솜출판사.
- [24] AKASAKA NEWS, 2003.7 軸系アライメント計畫.
<http://www.akasaka-diesel.jp/technical-development/news-akasaka/> [Accessed 13 May 2017].
- [25] 이현권, 2007. 축계 정렬 모델링이 베어링 반력 해석에 미치는 영향. 석사학위논문. 부산:한국해양대학교.
- [26] 김광석, 연정흠, 강중규, 허주호, 2005, 추진축계 정렬해석에서 엔진내부 축 모델의 영향에 관한 연구, 대한조선학회 특별 논문집.