



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](#)

공학박사 학위논문

중형 석유화학제품 운반선의 추진축계  
안정성 평가에 관한 연구

A Study on the Stability of Propulsion Shafting  
for Medium Size Oil Chemical Tanker



지도교수 김정렬

2016 년 8월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

이재웅

--- This page is intentionally blanked ---



본 논문을 이재웅의 공학박사 학위논문으로 인준함.

위원장	공학박사	전 효 중	(인)
위 원	공학박사	김 정 렬	(인)
위 원	공학박사	최 재 성	(인)
위 원	공학박사	김 기 인	(인)
위 원	공학박사	김 종 호	(인)

2016년 6월 21일

한국해양대학교 대학원

--- This page is intentionally blanked ---



# 목 차

List of Tables .....	vii
List of Figures .....	ix
Abstract .....	xv
제 1 장 서 론 .....	1
1.1 연구의 배경 .....	1
1.2 선행연구(Literature survey) .....	3
1.2.1 축계정렬 .....	4
1.2.2 축계 횡진동 .....	7
1.2.3 축의 거동 분석 .....	8
1.3 연구의 목적 .....	9
1.4 연구의 내용 및 구성 .....	10
제 2 장 유한요소법에 의한 축계정렬 계산 이론 .....	13
2.1 기본식의 유도 .....	13
2.1.1 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보의 절점 방정식 ....	13
2.1.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 보의 강성 매트릭스 .....	16
2.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보 절점방정식의 해법 ....	18
2.2.1 절점방정식의 해법 .....	18
2.2.2 지점의 처리 .....	18
2.3 반력 영향계수의 계산 .....	20
제 3 장 축계 횡진동의 이론적 해석 방법 .....	23
3.1 횡진동의 근사계산법 .....	23
3.1.1 Panagopulos의 식 .....	23

3.1.2 수정 Panagopulos의 식 .....	26
3.1.3 Jasper의 식 .....	27
3.1.4 Jasper-Rayleigh의 식 .....	33
3.2 황진동의 정밀 계산법 .....	36
3.2.1 강성 매트릭스를 이용한 진동방정식의 유도 .....	37
3.2.2 진동방정식의 해법 .....	40
<b>제 4 장 축계 베어링 반력 측정법 .....</b>	<b>43</b>
4.1 잭업법 .....	43
4.1.1 주기관 최후부 베어링 측정 방법 .....	47
4.1.2 주기관 베어링 측정 방법(최후부 베어링 외) .....	49
4.1.3 선미관 선수베어링과 중간축 베어링의 측정 방법 .....	52
4.1.4 잭업법을 이용한 베어링 지지하중 계산 방법 .....	53
4.1.5 잭업법을 이용한 축 불균형(run-out)량 계산 방법 .....	55
4.2 스트레인 게이지법 .....	55
4.2.1 축계 굽힘모멘트 산출 방법 .....	60
4.2.2 스트레인 게이지법을 이용한 베어링 지지하중 계산 방법 .....	64
4.2.3 스트레인 게이지법을 이용한 축 불균형(run-out)량 계산방법 .....	67
<b>제 5 장 선체 변형을 고려한 추진축계 안정성 평가 .....</b>	<b>69</b>
5.1 선체 변형을 고려한 축계정렬 해석 방법 .....	69
5.2 해석 결과 및 고찰 .....	78
5.3 소결론 .....	89
<b>제 6 장 계측치 역분석을 통한 추진축계 안정성 평가 .....</b>	<b>91</b>
6.1 계측 및 데이터 분석 방법 .....	91
6.2 선체 변형량 예측 및 베어링 반력 계산 결과 .....	96
6.3 소결론 .....	104

제 7 장 측계 횡진동 분석 .....	105
7.1 횡진동 계산 및 분석 방법 .....	105
7.2 결과 및 고찰 .....	107
7.3 소결론 .....	116
제 8 장 가속 및 직진시 측 거동상태 분석 .....	119
8.1 계측 및 데이터 분석 방법 .....	120
8.1.1 측정 설비의 구성(configuration) .....	120
8.1.2 계측 절차 .....	123
8.1.3 원 신호(raw data)의 처리 .....	124
8.1.4 진동 원인별 궤도(orbit)형태 분석 .....	127
8.2 동적 상태 계측(dynamic measurement) .....	130
8.2.1 만재흘수 조건(full laden APT tank full; FLF) .....	130
8.2.2 밸러스트 흘수 조건 (ballast APT tank empty; NBE) ·	139
8.3 소결론 .....	153
제 9 장 결 론 .....	155
참고문헌 .....	157
감사의 글	



--- This page is intentionally blanked ---



## List of Tables

<b>Table 4.1</b>	Recommended static main bearing loads of MDT engines [kN] .....	50
<b>Table 4.2</b>	Recommended static main bearing loads of Wärtsilä engines [kN] ·	51
<b>Table 5.1</b>	Principle dimension of the ship .....	69
<b>Table 5.2</b>	Specification of main engine and shafting system .....	70
<b>Table 5.3</b>	Material property of FE model .....	72
<b>Table 5.4</b>	Draft and tank loading condition .....	73
<b>Table 5.5</b>	External loads of vertical direction and density .....	77
<b>Table 5.6</b>	Criteria of shaft alignment .....	78
<b>Table 5.7</b>	Bearing position corresponding to FE model .....	83
<b>Table 5.8</b>	Bearing offsets derived from the effect of hull deflection .....	85
<b>Table 5.9</b>	Bearing load derived from the effect of hull deflection .....	86
<b>Table 5.10</b>	Draft dependent relative slope .....	89
<b>Table 6.1</b>	Position of strain gages by axial location .....	92
<b>Table 6.2</b>	Processed bending moments from stain gage under five(5) draft conditions .....	95
<b>Table 6.3</b>	Estimated bearing offsets based on strain gage measurement .....	97
<b>Table 6.4</b>	Correlation among three methods under five(5) draft conditions ··	100
<b>Table 7.1</b>	Respective bearing stiffness .....	105
<b>Table 7.2</b>	Natural frequencies according to various method .....	108
<b>Table 8.1</b>	Sensor connections .....	121
<b>Table 8.2</b>	Test program of full laden APT full condition .....	123
<b>Table 8.3</b>	Test program of normal ballast APT empty condition .....	124

--- This page is intentionally blanked ---



## List of Figures

Fig. 2.1	Beam of variable cross section .....	13
Fig. 2.2	Coordinate system of beam-element and forces of end-section ..	16
Fig. 2.3	Disposal of supporting points .....	19
Fig. 2.4	Disposal of nodal point deflection .....	21
Fig. 3.1	Equivalent model of Panagopolos' equation .....	23
Fig. 3.2	Shafting and coordinate system .....	27
Fig. 3.3	Projected shafting and coordinate system .....	28
Fig. 3.4	Display method of rotation vector .....	30
Fig. 3.5	Two-point mounting system .....	34
Fig. 3.6	Euler-Bernoulli beam and coordinate system .....	37
Fig. 3.7	Adjacent element and mass point n .....	39
Fig. 4.1	Example: Hydraulic jacking up and dial gage for measurement .....	43
Fig. 4.2	Typical jack-up hysteresis curve .....	44
Fig. 4.3	Analysis of jack-up curves .....	45
Fig. 4.4	Jack-up of the aftmost main bearing .....	48
Fig. 4.5	Dial gage position for jack-up of the aftmost main bearing .....	48
Fig. 4.6	Jack-up curve for main engine bearing .....	49
Fig. 4.7	Jack-up of main bearing except the aftmost main bearing .....	49
Fig. 4.8	Jack-up curve for unloaded condition .....	50
Fig. 4.9	Jack-up of the intermediate shaft bearing .....	52
Fig. 4.10	Jack-up curve for intermediate shaft bearing .....	53
Fig. 4.11	Bearing and jack-up position for jack-up measurement .....	54
Fig. 4.12	Free body diagram for strain gage method .....	56
Fig. 4.13	Bonded metallic bending strain gage .....	60

Fig. 4.14	Definition of strain .....	60
Fig. 4.15	Two gages configuration .....	61
Fig. 4.16	Typical shaft strain curve .....	61
Fig. 4.17	Layout diagram of bearing and strain gage installation .....	65
Fig. 4.18	Shaft alignment model for calculation .....	66
Fig. 4.19	Bending moment comparison between calculated with measured ..	67
Fig. 5.1	General arrangement of the ship .....	69
Fig. 5.2	Shafting arrangement of the ship .....	70
Fig. 5.3	Extent of stern structure modelling .....	71
Fig. 5.4	FE model of 50,000 DWT oil/chemical tanker .....	71
Fig. 5.5	FE model of the main engine .....	72
Fig. 5.6	External pressure in light load condition .....	74
Fig. 5.7	External pressure in full load condition .....	74
Fig. 5.8	Internal pressure in light load condition .....	75
Fig. 5.9	Internal pressure in full load condition .....	75
Fig. 5.10	Boundary condition .....	76
Fig. 5.11	Shaft alignment modeling .....	76
Fig. 5.12	Definition of relative slope .....	78
Fig. 5.13	Hull deflection in the light load condition .....	79
Fig. 5.14	Hull deflection in the full load condition .....	80
Fig. 5.15	Hull deflection curve in the light load condition .....	81
Fig. 5.16	Hull deflection curve in the full load condition .....	81
Fig. 5.17	Modeling range of shaft alignment corresponding to FE model ..	82
Fig. 5.18	Coordinate system of rotation .....	83
Fig. 5.19	Calculated hull deflection at light load condition and the reference line before rotation .....	84
Fig. 5.20	Calculated hull deflection at full load condition and the reference line before rotation .....	84

Fig. 5.21	Draft dependent relative shaft deflection curves .....	84
Fig. 5.22	Draft dependent load variation of each bearing .....	87
Fig. 5.23	Vertical offset dependent Reaction Influence Number(RIN) when bearing is moved by 1mm respectively .....	88
Fig. 6.1	Shafting arrangement and strain gage allocation .....	91
Fig. 6.2	General half-bridge configuration and installation of telemetry strain gage system on the shaft .....	92
Fig. 6.3	Calculated bending stress at ballast APT full condition .....	94
Fig. 6.4	Layout diagram of stern tube bearing .....	95
Fig. 6.5	Layout diagram of intermediate shaft bearing .....	96
Fig. 6.6	Shaft alignment model for calculation .....	97
Fig. 6.7	Estimated hull deflection .....	98
Fig. 6.8	Comparison of bending moment at D1 .....	98
Fig. 6.9	Comparison of bending moment at D2 .....	98
Fig. 6.10	Comparison of bending moment at D3 .....	99
Fig. 6.11	Comparison of bending moment at D4 .....	99
Fig. 6.12	Comparison of bending moment at D5 .....	99
Fig. 6.13	Correlation among three methods at D1 .....	101
Fig. 6.14	Correlation among three methods at D2 .....	101
Fig. 6.15	Correlation among three methods at D3 .....	102
Fig. 6.16	Correlation among three methods at D4 .....	102
Fig. 6.17	Correlation among three methods at D5 .....	103
Fig. 7.1	Measured real time domain bending stress plot .....	107
Fig. 7.2	Time domain bending stress plot sampled at NCR of FLF condition ..	109
Fig. 7.3	Time domain bending stress plot sampled at MCR of FLF condition ..	109
Fig. 7.4	Time domain bending stress plot sampled at NCR of NBE condition ..	110
Fig. 7.5	Time domain bending stress plot sampled at MCR of NBE condition ..	110

Fig. 7.6	Frequency spectrum of lateral vibration from SG7 at NCR of FLF condition .....	111
Fig. 7.7	Frequency spectrum of lateral vibration from SG7 at MCR of FLF condition .....	111
Fig. 7.8	Frequency spectrum of lateral vibration from SG7 at NCR of NBE condition .....	112
Fig. 7.9	Frequency spectrum of lateral vibration from SG7 at MCR of NBE condition .....	112
Fig. 7.10	RPM domain bending stress plot by order tracking at FLF condition .....	113
Fig. 7.11	RPM domain bending stress plot by order tracking at NBE condition .....	114
Fig. 7.12	Waterfall plot at FLF condition .....	115
Fig. 7.13	Waterfall plot at NBE condition .....	115
Fig. 8.1	Typical displacement measurement configuration .....	119
Fig. 8.2	Strain gage and laser sensor allocation .....	120
Fig. 8.3	Strain gage installation angle .....	121
Fig. 8.4	Telemetry system in engine room .....	122
Fig. 8.5	Laser sensor installation .....	122
Fig. 8.6	Definition of moment direction .....	125
Fig. 8.7	Convert laser signal to shaft rpm .....	125
Fig. 8.8	Example of FFT processing .....	126
Fig. 8.9	Example of processed strain gage signal .....	127
Fig. 8.10	Typical orbit at balance and unbalance condition .....	128
Fig. 8.11	Example of orbit at very slight shaft rub .....	129
Fig. 8.12	Example of orbit at overall shaft rubs .....	129
Fig. 8.13	Examples of orbit at various hit and bounce condition .....	130
Fig. 8.14	Processed signal of SG No. 5 at FLF condition .....	131
Fig. 8.15	Processed signal of SG No. 6 at FLF condition .....	131

<b>Fig. 8.16</b>	Processed signal of SG No. 7 at FLF condition .....	132
<b>Fig. 8.17</b>	Orbit plot of SG No. 5 at FLF condition .....	133
<b>Fig. 8.18</b>	Orbit plot of SG No. 6 at FLF condition .....	133
<b>Fig. 8.19</b>	Orbit plot of SG No. 7 at FLF condition .....	134
<b>Fig. 8.20</b>	Vertical component signal of SG No. 5 at FLF condition .....	135
<b>Fig. 8.21</b>	Horizontal component signal of SG No. 5 at FLF condition .....	135
<b>Fig. 8.22</b>	Vertical component signal of SG No. 6 at FLF condition .....	136
<b>Fig. 8.23</b>	Horizontal component signal of SG No. 6 at FLF condition .....	136
<b>Fig. 8.24</b>	Vertical component signal of SG No. 7 at FLF condition .....	137
<b>Fig. 8.25</b>	Horizontal component signal of SG No. 7 at FLF condition .....	137
<b>Fig. 8.26</b>	H/V Orbit plot of SG No. 5 at FLF condition .....	138
<b>Fig. 8.27</b>	H/V Orbit plot of SG No. 6 at FLF condition .....	138
<b>Fig. 8.28</b>	H/V Orbit plot of SG No. 7 at FLF condition .....	139
<b>Fig. 8.29</b>	Processed signal of SG No. 5 at NBE condition .....	140
<b>Fig. 8.30</b>	Processed signal of SG No. 6 at NBE condition .....	140
<b>Fig. 8.31</b>	Processed signal of SG No. 7 at NBE condition .....	141
<b>Fig. 8.32</b>	Orbit plot of SG No. 5 at NBE condition .....	141
<b>Fig. 8.33</b>	Orbit plot of SG No. 6 at NBE condition .....	142
<b>Fig. 8.34</b>	Orbit plot of SG No. 7 at NBE condition .....	142
<b>Fig. 8.35</b>	Vertical component signal of SG No. 5 at NBE condition .....	144
<b>Fig. 8.36</b>	Horizontal component signal of SG No. 5 at NBE condition .....	144
<b>Fig. 8.37</b>	Vertical component signal of SG No. 6 at NBE condition .....	145
<b>Fig. 8.38</b>	Horizontal component signal of SG No. 6 at NBE condition .....	145
<b>Fig. 8.39</b>	Vertical component signal of SG No. 7 at NBE condition .....	146
<b>Fig. 8.40</b>	Horizontal component signal of SG No. 7 at NBE condition .....	146
<b>Fig. 8.41</b>	H/V Orbit plot of SG No. 5 at NBE condition .....	147
<b>Fig. 8.42</b>	H/V Orbit plot of SG No. 6 at NBE condition .....	147
<b>Fig. 8.43</b>	H/V Orbit plot of SG No. 7 at NBE condition .....	148



Fig. 8.44	Ahead running shaft moments from SG No. 7 at FLF condition ...	150
Fig. 8.45	Ahead running shaft moments from SG No. 7 at NBE condition ...	150
Fig. 8.46	Previous study results which implemented direct measurement in the position of the propeller .....	151
Fig. 8.47	Bending moment comparison at MCR of FLF condition .....	152
Fig. 8.48	Bending moment comparison at MCR of NBE condition .....	152



# **A Study on the Stability of Propulsion Shafting for Medium Size Oil Chemical Tanker**

Jae-Ung LEE

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

(Supervisor: Prof. Jeong-Ryul KIM)

## **Abstract**

As the ship has high output and large size with the development of shipbuilding and steel technologies, the shaft stiffness increases, but it is the situation that the hull is deformed much more easily than before due to using high-strength steel plate. Therefore, deep experience and high attention of the designer are required as the propeller shaft cannot endure the reaction force change coming from the deformation of the hull, if the calculation of shaft alignment is done without considering the deformation of the hull.

It can be said that the other area that is very closely connected with shaft alignment is the lateral vibration of propulsion shaft system. So, it should be considered in the safety assessment of shafting. It is better that the distance between centers of supporting bearings of the shaft system is longer in terms of shaft system alignment, but in terms of lateral vibration,

the natural frequency becomes lower, so there's a chance that resonance occurs in the range of engine operating speed.

The research related to lateral vibration still remains as a problem to be solved due to unclear elements such as supporting bearing's stiffness in shaft system, oil film's stiffness, propeller's exciting force, etc.

Until now, it only ensures whether there's a sufficient margin to avoid the natural frequency of 1<sup>st</sup> order propeller blades to be within  $\pm 20\%$  of the engine nominal speed in Classification Society, international standards, etc. Therefore, when considering such a situation, it is necessary to verify the calculation result of the natural frequency in the lateral vibration with the actual measurement.

In the shaft system of a ship, the increase of local load in the stern tube bearing which supports a propeller shaft occurs prominently due to the influence of the propeller weight at the shaft end, similar to the case of the cantilever beam. Especially, the after stern tube bearing is likely to have a concentrated load in the bottom of aft side while the forward stern tube bearing does on the bottom of forward side. While such magnitude and distribution of local load are determined by the relative inclination angle between the shaft and bearing, the bottom of aft stern tube bearing is most affected among them. Such local load can deflect significantly toward the aft end of aft stern tube bearing in case that the shaft sags down, when the eccentric thrust force acts downward due to the propeller force in the hydrodynamic transient status.

Case studies by some authors have presented the real-time dynamic behavior analysis of the shaft system in going-straight and turning by using the telemetry system. While the impact analysis of the shaft system in going-straight and turning of ship was carried out by domestic researchers recently, it was difficult to find the case which analyzed real-time dynamic behavior so far, so that it was considered meaningful to review the shaft

behavior's impact on the shaft system through this study.

50,000 DWT oil/chemical tanker is a type of ship emerging recently as a highly efficient eco-friendly ship and it lowered the engine speed by applying de-rating technology. It reduced fuel consumption significantly compared to similar ships and its feature is to maximize propulsion efficiency through applying the propeller of increased diameter.

Therefore, some negative changes in terms of shaft alignment should be compared to similar ships, as the change in aft structure and increased weight of the propeller affect the deformation of the hull. Also, as the forward stern tube bearing is skipped, the natural frequency of lateral vibration becomes lower, so that the possibility of resonance in the operating speed range is expected to be slightly increased.

After a review of previous researches, it is considered that there's no comprehensive case study reported yet, which is related to the hull deformation, the lateral vibration and acceleration of the vessel and the shaft behavior in going-straight for 50,000 DWT oil/chemical tanker. Therefore, a theoretical review and analysis of measured data were performed in this study by using finite element analysis, strain gage method and reverse calculation method. And then the results are reported as follows after reviewing in detail the stability of the propeller shaft system of the target vessel.

The finite element analysis result expects that the shaft is placed right down compared to the design value when it moves from light loading to full loading due to the hull deformation, and the reaction force of each bearing satisfying allowable values even under deformation. Also, the effect of hull deformation acts as a little positive factor increasing stability of the shaft system by relieving the relative angle of inclination of the aft stern tube bearing.

While the hull deformation which is analyzed by using the strain gage method, is expected -2mm from the intermediate shaft bearing and about -4mm from the main engine bearing and it is a little bigger compared to the existing 47,000 DWT class, the increased weight of the propeller and main engine and the aft change due to the increase in propeller diameter are considered as main causes.

The reaction force of the bearing supporting shaft system met allowable value like in the finite element analysis result, also in the full deformation and the cross validation result of bearing force obtained by the strain gage method, jack up method, and the shaft alignment program showed good correlations in most conditions so that the reliability of the analysis was able to be confirmed.

The calculation result of lateral vibration's natural frequency showed that resonant revolution speed was located in the area of more than 163.8% compared to MCR, so that it was above the limit value( $\pm 20\%$ ) and it was confirmed that there was no notable resonance point also in measurement analysis results.

In case of 1<sup>st</sup> order component of lateral vibration, it showed the constant response of bending stress value regardless of rpm generally, it was considered because of run-out value. Furthermore, the measured bending stress was only 10% level of the provided measurement result, so that a negative influence by the lateral vibration was not expected to occur.

The review result of the trajectory during the full laden draft operation showed that slight partial friction phenomenon was estimated with 25% of engine load in strain gage position #7. Therefore, it would be necessary to be careful on the long-time operation at 25% engine load to ensure the stability of shaft.

While the ellipse trajectory was shown during the ballast draft operation in strain gage position #5, it was considered acceptable phenomenon which could occur due to different anisotropy in vertical and horizontal stiffness in the intermediate shaft bearing. And while the hit and bounce friction phenomena was suspected at NCR condition (83 rpm) and it was expected to be stabilized after running-in operation. However, periodical monitoring was required to be continued through the shaft open-up survey when docking.

Knowing the fact that the shaft direction in strain gage position #7 which was installed at the closest to propeller, moved toward left down direction with increasing engine load at both conditions regarding the shaft behavior. It was determined that the shaft direction in propeller location moved to the right upper direction which was the opposite to the moving direction of the strain gage installed location, and its effectiveness could be confirmed based on the previous study results obtained with direct measurements.

Although the method above couldn't determine the exact displacement component at the center of shaft, it could provide the moving direction's pattern of propeller shaft by the engine load during operation, so that it was confirmed that it was significant and practical as an alternative method to the direct measurement one in the position of the propeller. Also, the propeller force during going-straight acted as a force lifting the shaft from the aft stern tube bearing and it reduced the possibility of damage to the aft stern tube bearing. Therefore, it was considered to contribute to improve the reliability of the shaft system.

If the results obtained in this study are applied to similar type of ships for the shaft alignment and lateral vibration calculation, it is considered that it will help ensure the stability of the shaft system and prevent damages not only in quasi-static but also in dynamic conditions.

Although this study performed dynamic analysis by using only strain gages, the analysis method presented in this paper can be used to predict the moving direction of the shaft with relative low cost and in easy approach, so that it is considered that it will give a lot of contributions to identify the cause of the shaft system damage.



# 제1장 서론

## 1.1 연구의 배경

축계정렬의 목적은 직선정렬시 지지베어링간의 하중분배를 계산하고 각 지지베어링을 단위 높이만큼 변화시켰을 때의 하중변화량 즉, 반력영향계수를 산출하여 각 베어링의 위치를 수직 및 수평방향으로 조절함으로써 축계지지 베어링이 최적의 하중 분배상태가 되도록 설치하는데 있으며, 올바른 축계정렬을 통해 선박의 생애 중 발생할 수 있는 여러 가지 홀수상태, 운동상태 에서 지지베어링의 안정성을 확보할 수 있도록 하여야 한다. 선박의 추진 축계가 잘못 정렬되는 경우 특정베어링에는 과도한 국부하중이, 인접 베어링에는 무부하 하중이 형성되는 경우가 발생하게 되고 결과적으로 각 지지베어링의 하중 배분이 불균일한 상태가 됨으로써 과부하 상태에서 발생하는 추진축 선미관 베어링의 발열, 이상마멸, 감속기어의 마멸, 과소음, 과손 또는 주기관 베어링의 발열 등의 문제와 무부하 상태에서 발생하는 중간축 베어링 또는 주기관 베어링의 햄머링(hammering) 등의 문제를 발생시킬 수 있다. 조선기술 및 철강기술의 발전과 함께 선박은 고출력화, 대형화됨에 따라 추진축의 강성은 증가한 반면 선체는 고장력 후판의 적용으로 이전보다 훨씬 더 쉽게 변형되는 실정이다. 따라서 종래와 같이 선체변형을 고려하지 않고 축계정렬계산을 수행하는 경우 선체 및 주기관의 변형에 따른 반력 변화를 추진축계가 수용할 수 없게 되므로 설계자의 풍부한 경험과 세심한 주의가 요구된다. 현재 축계정렬에 기인하는 손상은 선미관 후부베어링의 발열과 이상마모가 큰 비중을 차지하므로 선미관 후부베어링의 선미쪽 끝부분 하중의 완화를 주된 목적으로 축계정렬 설계가 이루어지고 있다.

현재까지의 전통적인 축계정렬 설계는 베어링 수직방향, 수평방향 위치를 조정해 가면서 축계 지지베어링의 반력 또는 면압이 허용치를 만족하는지의 여부를 분석하는 방식으로 시행되고 있다. 한편, 또 다른 방법으로서 계측도구를 통해 산출한 베어링 반력이나 굽힘모멘트(bending moment)를 이용하여 기 설치된 축계 지



지베어링의 오프셋상태(offset condition)를 추정하는 역계산 기법(reverse calculation technique)이 있다. 역계산은 스트레인 게이지 계측값으로 산출한 굽힘모멘트 정보와 축에 부착된 게이지의 위치 정보, 잭업법으로 계측된 베어링 반력 정보 등이 있으면 상가(dry dock)상태에서는 설계치에 따라 축계가 적합하게 설치되었는지의 여부를 검증할 수 있고, 진수 시에는 선박 흘수에 따른 선체 변형량을 예측할 수 있는 장점이 있다.

축계정렬과 매우 밀접하게 연계하여 축계 안정성 평가 시 고려해야 하는 또 다른 분야는 추진축계 횡진동 분야라 볼 수 있다. 축계정렬 관점에서는 축계 지지 베어링 중심간 거리가 멀수록 좋으나 횡진동 관점에서는 고유진동수가 낮아져 공진이 발생할 우려가 있다. 횡진동 해석과 관련된 연구는 축계 지지베어링의 강성 및 유막 강성, 프로펠러 기진력 등의 불분명한 요소들로 인해 아직까지도 난제로 남아 있다. 따라서 현재까지는 선급, 국제규격 등에서 프로펠러 1차 날개차수 고유진동수가 엔진 정격회전수의  $\pm 20\%$  이내에 들지 못하도록 충분한 마진을 확보했는지 여부를 자유진동관점에서 확인하는 수준이다. 따라서 이러한 상황을 고려할 때 횡진동 고유진동수 계산결과를 실측으로 검증하는 것이 필요하다.

마지막으로 상기와 같은 배경에서 수행한 일련의 연구는 주로 준정적상태(quasi-static state)에서 수행되었다. 선박의 축계는 외팔보(cantilever beam)의 경우와 유사하게 축 끝단 프로펠러 하중의 영향으로 프로펠러축을 지지하고 있는 선미관 베어링에 국부하중 증가가 두드러지게 나타난다. 특히 선미관 후부 베어링은 선미쪽 하단부에서, 선미관 전부 베어링은 선수쪽 하단에 하중이 집중되기 쉽다. 이러한 국부하중의 크기(magnitude)와 분포(distribution)는 축과 베어링 간의 상대적 경사각에 의해 결정되는데 그 가운데서도 선미관 후부베어링 하부가 가장 큰 영향을 받는다. 이러한 국부하중은 수력학적 동적과도상태(hydrodynamic transient status)에서 프로펠러 무게에 의한 추력편심이 하방으로 작용하여 축이 아래로 처지게 되는 경우 선미관 후부 베어링 끝단으로 더 크게 처질 수 있다. 외국의 사례를 보면 텔레메트리(telemetry)시스템을 이용한 선박 직진, 선회시의 실시간 축계 동적거동 분석결과를 발표해 오고 있다. 하지만 아직까지 국내에서는 이러한 사례가 없었기에 본 연구를 통해 축 거동이 축계에 미치는 영향을 검

토해 보는 것이 의미가 있다고 생각한다.

본 연구의 대상인 5만톤급 석유화학제품 운반선은 최근 친환경 고효율 선박으로 새롭게 등장한 선형으로서 유사선 대비 새로운 형식의 기관을 탑재하고 정격 출력조절(de-rating)을 통하여 엔진회전수를 낮추면서 연료 소모량을 크게 절감하였으며 이로 인해 낮아진 회전수를 직경이 증가된 프로펠러 적용으로 보상하여 추진효율을 극대화 시킨 것이 특징이다.

따라서 프로펠러 직경증가에 따른 선미부 구조변경 및 프로펠러 중량증대가 선체 변형에 영향을 미쳐 유사선 대비 축계정렬관점에서 추가의 검토가 요구된다. 또한, 선미관 선수베어링이 생략됨에 따라 횡진동 고유진동수가 주기관 운전영역 근방까지 낮아져 공진이 발생할 우려가 있으므로 추가의 검토를 통해 이를 확인할 필요가 있다.

선행연구를 검토한 결과 아직까지 5만톤급 석유화학제품 운반선에 대한 선체변형, 횡진동 및 선박의 가속, 직진시의 축 거동과 관련된 종합적인 연구사례는 보고되지 않은 것으로 판단된다. 따라서 본 연구를 통해 이론적 검토 및 실측자료 분석을 수행함으로써 결과적으로 대상 선박의 추진축계 안정성을 심도 있게 검토할 필요가 있는 것이 본 연구의 배경이다.

## 1.2 선행연구(Literature survey)

선박의 추진축계 안정성을 확보하기 위한 추진축계 정렬 및 축계 횡진동 관련 사항은 1950년대 후반부터 많은 조사와 연구가 이루어져 왔으며, 선박의 동적상태 시 프로펠러 힘에 의한 축 거동 분석에 관한 사항은 1980년대부터 간헐적으로 연구되기 시작하였고 선미관 사고와 관련되어 2000년대 중반부터 그 관심이 점차 높아지고 있다. 본 절에서는 그간 정립되어 온 선행연구에 대한 사항을 축계정렬, 축계횡진동, 축의 거동 향으로 구분하여 살펴본다.

## 1.2.1 축계 정렬

축계정렬에 관한 연구는 1950년대 후반 미국 해군에서 그 중요성이 대두된 이후 1960년 대 후반부터 1970년대 초반에 걸쳐 개개의 베어링에 대한 최적의 위치를 결정하는 주요 이론이 정립되었다.

1959년, 최근 25년간의 미 해군의 경험을 바탕으로 선박 축계의 피로, 진동, 부식, 정렬 등의 영역에서 괄목할 만한 설계적 개선이 이루어진 사항에 대한 조사 연구<sup>[1]</sup> 및 감속기어가 설치된 선박에서 축계 정렬불량(misalignment)에 기인하여 발생하는 감속기 기어손상을 방지하기 위한 수단으로서 축계정렬의 중요성<sup>[2]</sup>이 논의된 이래, 1961년에 수행된 연구는 축계를 지지하는 베어링간의 간격이 좁을 경우 축계 손상에 미치는 영향이 크므로 지지베어링의 적절한 간격이 축계의 안정성을 높인데 그 역할이 중요하다는 것을 보여주었다<sup>[3]</sup>. 이후, 이러한 설계 개선 기법과 더불어서 종래의 직선배치법에 따라 축계정렬을 시행할 경우 발생하는 베어링 하중의 불균일한 분포 상태가 베어링 마멸, 발열 등 축계손상의 직접적인 원인으로 작용함을 인지하게 되었다. 일반적으로 지지베어링의 상하 또는 전후방향의 위치를 적절히 조정하고 지지베어링 개수를 적게, 지지베어링 간격을 크게 할수록 축계는 선체의 변형 등에 둔감하게 되어 보다 안정된 상태가 된다. 이러한 연구결과<sup>[4]-[7]</sup>는 축계 각 지지 베어링의 고른 하중 배분을 유도하기 위한 자유곡선배치 축계정렬의 효율성과 중요성을 잘 보여주고 있다.

현재 축계정렬 계산을 위해 축계 단면의 변화가 있는 곳과 베어링 지지점, 외력이 작용하는 곳 등을 고려하여 요소를  $n$ 개로 분할할 경우, 유한요소계산을 위한 전체강성행렬은  $(2n+2)$ 의 고차 정방행렬이 되기 때문에 전산프로그램의 도움 없이는 수행이 사실상 불가능하다. 1970년대 후반부터 국내/외에서 수행된 축계정렬 전산프로그램의 개발로부터 시작된 일련의 축계정렬 최적화 연구<sup>[8]-[15]</sup>는 현재까지의 축계정렬 이론 확립에 중요한 역할을 담당하였다.

1990년대부터 시작된 선체 최적화에 따른 선체 유연성 증가의 영향으로 선체 변형량은 기존에 비해 증대하는 경향이 있다. 즉, 주기관을 포함한 기관실 이중저는 선체 최적화에 의해 두께가 얇아져 변형하기 쉽게 되고 추진축계는 이것과는

반대의 경향을 나타내게 된다<sup>[16]</sup>. 따라서 선체 및 주기관의 변형에 종래와 같이 선체변형을 고려하지 않고 축계정렬 계산을 수행할 경우 선체변형에 기인한 지지 베어링 반력변화의 범위를 설계자가 추정할 수 없고, 여기에 더하여 축계의 지지 베어링 간격이 좁을 경우<sup>[3]</sup> 정렬 변화에 대한 민감도가 높게 되어 선체의 작은 변형에도 베어링 반력이 크게 변화되므로 결국 축계 베어링 손상의 결과를 초래하게 된다.

주기관 베어링 손상과 관련된 사항의 경우, 주기관 제조자가 축계정렬상 최후부 크랭크축 베어링 및 엔진 최후부 베어링에서의 하중 분담 문제를 인식<sup>[17]-[19]</sup>한 이래 수년동안 매우 현저한 감소를 보였다. 운전상태에서 발생하는 주기관 최후부 베어링의 손상은 과부하로 인한 와이핑(wiping) 현상으로 나타나는 반면, 주기관 최후부 크랭크축 베어링의 손상은 무부하로 인한 해머링(hammering) 현상으로 나타난다<sup>[20]</sup>. 이는 선박의 흘수변경에 따른 선체 변형이 주된 원인으로 나타났다. 선체 변형으로 인해 주기관 최후부 베어링의 정적 반력은 증가되는 반면 크랭크축 최후부 베어링의 정적 반력은 감소되는 현상을 보이는데, 이는 상대적으로 유연한 선체와 강체에 가까운 엔진의 강성차이로 인해 이러한 강성차이가 발생하는 부위의 선체 변형량이 베어링 하중변화에 영향을 미치기 때문이다<sup>[16]</sup>. 일반적으로 선체변형은 선박의 흘수상태에 따라 좌우되며 기관실 이중저의 경우, 경하중 흘수상태에서 만재하중 흘수상태가 될 때 및 주기관 자체의 열팽창(thermal expansion) 효과로 인해, 주기관 크랭크축에 굽힘모멘트가 작용하여 호깅(hogging) 현상을 가중시킨다. 이에 엔진 정렬 시 선체의 호깅현상을 보상하기 위한 대책으로써 유한요소해석 수행을 통한 사전 새깅(pre-sagging)을 고려할 필요가 있다<sup>[21]</sup>. 뿐만 아니라 또 다른 대책으로 주기관 크랭크축 정렬 작업 시 주기관 최후부 베어링은 반력이 매우 작게 되도록 하고 크랭크축 최후부 베어링의 반력은 크게 되도록 하는 방법이 있는데, 이에 관한 상세지침은 엔진제작사<sup>[17]-[19]</sup>에서 별도로 베어링 반력 허용치와 함께 엔진 형식 별로 제공하고 있다. 엔진 축계 정렬과 관련한 그간의 연구로서 대형 2행정 주기관 크랭크축 정렬 기준마련<sup>[22]</sup>, 크랭크축 강성 및 등가축경 결정처리에 관한 연구<sup>[23]</sup>가 있었으며, 국내에서는 선미부 주기관 베어링 반력의 평가를 위한 실제 크랭크축 모델 도입에 관한 연구<sup>[24]</sup>가 수행되었

다.

반면, 선미관 베어링 손상과 관련된 사항들은 여전히 심각하다. 선미관 베어링 손상의 주 원인은 일차적으로 프로펠러의 중량 또는 축계 정렬불량에 따른 문제와 이차적으로 선체변형<sup>[25],[26]</sup>에 따른 선미관 내 상대적 경사각의 변동으로 인해 선미관 후부베어링 끝단에 발생하는 과도한 국부하중이며 이로 인해 베어링이 마멸되는 손상의 경우가 대부분을 차지한다. 따라서 축계정렬 계산은 선미관 후부 베어링의 선미단 국부하중의 완화에 큰 비중을 두고 수행되어 오고 있다. 만일 축계의 잘못된 정렬 또는 프로펠러의 자중이 선미관 후부 베어링 끝단의 하중을 증가시키는 방향으로 작용하여 베어링 선미단의 국부압력이 베어링 유막강성을 초과하여 상승하게 될 경우 그 순간 유막손상(oil film collapse)을 일으킬 수 있다. 이러한 유막의 손상은 축과 베어링의 경계접촉 또는 직접접촉의 원인이 되며 이로 인한 마찰현상은 베어링 발열을 초래한다. 만일 선미관 내 윤활류의 대류 또는 강제 순환에 의한 냉각 효과가 발열량에 비해 충분하지 않다면 선미관 베어링은 급격히 과열상태가 되고 결국 베어링의 손상으로 이어진다. 따라서 선미관 베어링 선미단 하중의 완화를 위해 베어링과 프로펠러축의 상대적 경사각을 정적상태에서 최소가 되도록 축계정렬을 실시하는 것이 바람직하다<sup>[27]</sup>. 또한 선미관 베어링 내에서의 축 변위가 곡선형태이므로 베어링의 하중이 베어링 양단에 분포되게 정렬하는 것이 베어링 손상을 현저히 감소시킬 수 있는 실용적인 지침이 된다. 만일 그럼에도 불구하고 상대적 경사각이 선급협회에서 규정하는 기준치를 초과하는 경우에는 베어링을 단일 또는 이중경사가공(single or double slope boring)하여 선미관 후부 베어링의 균등한 부하분포를 유도하고 있다<sup>[28]</sup>.

그러나 프로펠러 하중이 과대하거나 운항 중 발생하는 프로펠러 수평 모멘트가 하방으로 현저하게 클 경우 베어링 국부 면압이 허용치를 넘게 될 가능성이 있다. 이러한 극단적인 경우에는 아무리 베어링 국부 면압을 예상하여 베어링을 경사가공한 경우라도 베어링의 손상으로 이어질 수 있다. 현재의 추세가 선체는 경량화 되는 반면 프로펠러는 더 크고 무거워 지고 있는 경향을 고려했을 때 이와 같은 상황은 충분히 발생할 수 있는 개연성이 있으며 이러한 경우에는 표준화된 축계정렬 분석만으로는 충분치 않다. 이러한 관점에서 베어링 국부 면압 감소를

위한 베어링 경사각 설계 또는 이중경사가공(double slope boring)에 대한 보다 상세한 분석을 수행할 필요가 있으며<sup>[29]</sup>, 이는 기존의 선박보다 더욱 정교한 축계정렬이 요구됨을 의미한다. 따라서 최적의 축계정렬상태를 설계 단계에서 얻기 위해서는 해석 시 선박의 적하 하중에 따른 베어링 반력의 변화, 운항에 따른 메인 엔진의 열변형 및 프로펠러 추력에 의해 발생하는 굽힘모멘트, 하중에 대해 연직 방향으로 작용하는 베어링의 탄성변형 등을 함께 고려하여<sup>[30]-[38]</sup> 추진축계와 주구동장치에 민감한 영향을 미치지 않도록 넓은 허용범위를 갖도록 하는 것이 바람직하다. 흘수 변화 및 해상환경조건에 의한 선체의 변형상태는 유한요소 해석을 통해 예측<sup>[39]</sup>이 가능하지만 많은 시간과 비용이 요구되며 계산의 정밀도를 결국 실측<sup>[40]-[44]</sup>으로 검증할 필요가 있다. 선체 변형에 대한 연구는 주로 선급이나 조선소가 한 두 척의 선박에 대해 연구목적으로 수행<sup>[45]-[50]</sup> 하였기 때문에 실제 연구 데이터를 축계정렬 시 모든 선박에 대해 적용하는 것은 적절치 못한 측면이 있다. 따라서 이를 개선하기 위한 선종별 선체변형량 데이터 베이스 구축 및 분석연구가 수행<sup>[51]</sup> 되었다. 이를 통해 선종별 선체변형량 데이터베이스 구축을 통한 통계적 접근방식의 축계정렬 설계가 선체변형으로 인한 축계손상을 방지하는 차원에서 유의미함이 강조되었다. 더불어 후속연구를 통해 새롭게 등장하는 선형의 추가 데이터 베이스 확보를 위한 노력<sup>[52]</sup> 및 선체 변형의 영향 하에서도 축계가 건전성을 확보했는지 여부를 이론적으로 확인하고 실측으로 검증할 수 있어야 한다는 데서 본 연구의 필요성이 있다.

## 1.2.2 축계 횡진동

횡진동은 회전축과 직각방향의 축 진동<sup>[53]</sup>을 말하며 선박 추진축계의 횡진동 문제는 1950년대 미국 해군에 의해 시작된 추진축계 정렬문제와 연계하여 Panagopulos에 의한 계산식<sup>[54]</sup>이 발표된 것을 시작으로 횡진동에 관한 연구<sup>[55]-[58]</sup>가 상당수 이루어졌다. 그 중에서도 가장 주목할 만한 것이 Jasper에 의해 수행된 일련의 연구<sup>[59]-[61]</sup>이며 이로 인해 축계 횡진동의 고유진동수 계산, 프로펠러 날개 차수 진동의 공진회피에 대한 설계적 배려도 어느 정도 가능하게 되었다. 국내에서는 1970년대 말부터 축계 횡진동과 관련된 연구<sup>[62]-[68]</sup>가 시작되었으며 1990년대

에는 선박의 대형화와 에너지절감 및 추진효율 개선을 위하여 낮은 기관 운전속도와 대형 프로펠러를 채용하기 시작함으로써 프로펠러 날개차수 고유진동수가 상용회전수까지 내려올 가능성이 발생하게 됨에 따라 추진축의 선회 임계속도에 관한 연구<sup>[69]</sup>가 수행되었다. 이를 통해 현재 각 조선소에서는 간단한 축계 정보 입력만으로 횡진동 계산을 수행함으로써 횡진동 문제는 고유진동수 관점에서 대부분 문제없이 해결하고 있는 상황이다. 그러나 횡진동 강제진동 해석과 관련된 연구는 축계 지지베어링의 강성 및 유막 강성, 프로펠러 기진력 및 부가수 효과 등의 불분명한 요소들로 인해 아직까지도 난제로 남아 있다. 따라서 현재까지는 선급, 국제규격 등에서 프로펠러 1차 날개차수 고유진동수가 엔진 정격회전수의  $\pm 20\%$ 이내에 들지 못하도록 하는 제한치<sup>[70]</sup> 대비 충분한 마진을 확보했는지의 여부를 자유진동관점에서 확인하는 수준이다. 또한 축계정렬 관점에서는 축 지지베어링 중심간 거리가 멀수록 좋으나 횡진동 관점에서는 고유진동수가 낮아져 공진이 발생할 수 있는 또 다른 요인<sup>[71]</sup>이 되어 검토 시 주의가 요구되므로 이러한 상황을 고려할 때 횡진동 고유진동수 계산결과를 실측으로 검증하는 것이 바람직하다. 이와 관련하여 그간 변위센서 또는 스트레인 게이지를 이용한 횡진동 분석연구가 간헐적으로 수행<sup>[72]-[75]</sup>되어왔다. 본 연구의 대상인 5만톤급 석유화학제품 운반선은 정격출력조절(De-rating)을 통하여 엔진회전수를 낮추면서 이로 인해 낮아진 회전수를 직경이 증가된 프로펠러 적용을 통해 보상하는 방식으로 추진효율을 극대화 시킨 선박이므로 프로펠러 기진력의 증가로 인한 횡진동 위험가능성이 높아질 것으로 예상되는 선박이다. 따라서 대상 선박의 추진축계가 횡진동 영향 하에서도 공진회피를 통한 축계 안정성을 확보했는지 여부를 탐구하는 것은 유의미한 요소임을 감안할 때 본 연구의 필요성이 있다.

### 1.2.3 축의 거동 분석

선박의 동적상태 시의 축 거동 분석에 관한 사항은 정적상태만 고려하였던 축계정렬 설계방식으로는 운전 시 프로펠러에서 발생하는 힘에 기인한 선미관 베어링 및 선미관 밀봉장치(seal ring)의 심각한 손상을 방지할 수 없다는 것이 Saitoh 에 의해 본격적으로 연구<sup>[76]</sup>되기 시작한 것으로 보인다. 또한 1990년대부터 선체

유연성 증가에 따른 선체변형량이 커지면서 선미관 베어링의 손상사고가 크게 증가됨에 따라 그 관심이 점차 높아지고 있는 추세이다. 외국의 사례를 보면 Kuroiwa, et al.에 의해 선박의 선회시 발생하는 프로펠러 편심 추력을 고려한 선미관 베어링의 건전성평가<sup>[77]</sup>가 수행되었으며 Takahashi, et al.에 의해 수행된 유막 및 축 궤적 분석 연구결과<sup>[78]</sup>는 프로펠러 동적 하중을 고려하는 것의 중요성을 보여주고 있다. 같은 해 이와 유사하게 수행된 연구결과<sup>[79]</sup> 역시 반류분포에 의한 횡방향 프로펠러 하중(lateral propeller forces)이 선미관 베어링에 영향을 미치므로 이를 설계 과정에서 고려하여야 축계정렬을 성공적으로 이끌어 낼 수 있다는 것을 보여준다. 국내에서는 최근 CFD 및 모형시험결과를 통한 선박의 직진, 선회시의 프로펠러 하중이 베어링에 미치는 영향에 관한 연구<sup>[80]</sup>가 수행되었다.

그러나 아직까지는 선박의 직진과 선회시의 프로펠러 하중이 선미관 베어링에 미치는 영향을 모든 선종에 일괄적으로 적용할 수는 없고, 사례별로 별도(case by case)로 다룰 수 밖에 없는 한계가 있다. 이에 신뢰성 높은 축계정렬을 위해서는 선박의 직진, 선회상태의 축계 거동해석과 이를 고려한 축계정렬의 필요성이 있으며 이를 위하여 선회시에 가해지는 프로펠러 하중을 추정하는 정도 높은 평가 방법에 대한 선행연구가 필요하다<sup>[80]</sup>. 이와 같은 의미로 볼 때 아직까지 국내연구진에 의해 선박의 가속 및 직진시의 실시간 계측결과를 분석한 사례는 없었기 때문에 본 연구를 통해 축 거동 상태를 탐구하는 것은 연구과정에서 유의미한 요소이므로 본 연구의 필요성이 있다.

### 1.3 연구의 목적

지금까지는 축계 안정성 평가를 위한 연구가 대부분 정렬에 관련된 문제가 생길 때 그 문제를 해결하기 위해 사용되거나 새로운 선형개발에 맞추어 단지 한두 척의 선박에 대해서 연구 목적으로만 수행되어 옴에 따라 조선소에서 설계를 위한 실용적 목적으로 사용하기까지는 아직도 지속적인 연구가 필요한 것이 현재의 실정이다. 이에 따라 이용진<sup>[51]</sup>은 이와 같은 문제점들과 유한 요소법을 이용한 선체 변형에 대한 시간적인 비효율성과 경제적인 비용들을 고려하여 다양한 형태



와 크기의 선박에 대한 선체변형 측정을 수행하고 이 데이터를 이용하여 역분석을 통해 선체 변형값을 확인하였다. 아울러, 이를 통해 어떤 범주 내에 있는 선박에 대해 예상되는 선체 변형 데이터베이스를 구축하여 선체 변형에 대한 값을 대상 선박마다 테이블로 표시하고 축계 정렬 계산에 사용할 수 있게 시도한 바 있다.

본 연구에서는 선미관 선수 베어링이 생략된 5만톤급 중형화학제품 운반선을 대상으로 선체변형량 이론계산 및 계측자료 분석연구를 수행함으로써 새로운 선형의 선박에 대해 예상되는 선체 변형 데이터베이스를 추가하고자 한다. 이를 위하여 선박의 흘수 변화에 따른 선미부 구조해석을 실시하고 구조해석으로부터 얻어진 축계의 상대변위를 이용하여 축계정렬 해석을 수행한다. 또한 스트레인 게이지를 이용한 계측을 수행하고 측정된 자료를 이용하여 베어링 반력 및 선체 변형량을 분석한다. 측정은 선박의 통상 흘수 변화에 따라 5개 조건에서 수행되었고 추진축계가 선체 변형의 영향 하에서도 허용치를 만족하는지 여부를 확인하였다. 또한 이론적 계산방법, 잭업법 및 스트레인 게이지법의 결과를 상호 비교하여 해석의 신뢰성을 교차 검증하였다.

아울러, 축계 횡진동과 관련하여 횡진동 고유진동수 계산 및 운전상태에서 취득된 스트레인 게이지 데이터 분석을 실시하고 횡진동과 밀접한 관계에 있는 회전수 성분 분석을 통해 추진축계가 횡진동 영향 하에서도 효과적인 공진회피를 통한 축계 안정성을 확보했는지의 여부를 탐구하고자 한다.

마지막으로 벨러스트 흘수 및 만재하중 흘수의 2개 조건에서 선박의 가속 및 직진시의 실시간 계측자료를 엔진 부하별로 분석하여 프로펠러로부터 유발되는 수력학적 힘이 축의 거동과 베어링 하중에 미치는 영향을 검토하고자 한다.

## 1.4 연구의 내용 및 구성

본 논문은 총 9장으로 구성되어 있다.

제1장에서는 연구의 배경, 선행연구 및 목적, 논문의 구성에 대하여 소개한다.

제 2 장에서는 축계정렬의 이론적 해석방법에 대해서 설명한다. 축계 정렬시 일반적으로 3연 모멘트정리에 의한 방법, 유한요소 구조해석법, 전달매트릭스법에 의한 방법, 사중적분법에 의한 방법<sup>[81]</sup> 등을 사용하고 있으나, 이 장에서는 본 연구에서 사용한 유한요소 구조해석법에 대해서 설명한다.

제 3 장에서는 축계 횡진동의 이론적 해석방법에 대해서 설명한다.

축계 횡진동 계산에 이용하는 방법 몇 가지를 소개하면 다음과 같다.

- (1) 횡진동 방정식에 의하는 방법
- (2) Rayleigh 방법
- (3) Ritz 방법
- (4) Dunkerley 방법
- (5) Prohl(또는 Myklestad) 방법 : 전달 매트릭스법
- (6) 영향계수법 : 유한요소법+모드 해석법
- (7) 영향계수법 : 유한요소법+기계적 임피던스법

이들 방법 중에서 본 장에서는 (1), (2), (6)에 의한 근사계산법 및 유한요소법에 의한 정밀계산법에 대해서 설명한다.

제 4 장에서는 축계 베어링 반력 측정방법에 대해 설명한다. 반력 측정방법으로 직접 유압잭으로 축을 올림으로써 베어링의 반력을 확인하는 잭업법<sup>[17],[19]</sup>과 스트레인 게이지를 축에 부착하여 이것으로부터 얻은 정보를 이용하여 간접적으로 베어링 반력을 구하는 스트레인 게이지법<sup>[40],[41],[42],[43],[82],[83]</sup>에 대해 기술한다.

제 5 장에서는 본 연구의 대상선박인 5만톤급 중형 석유화학제품 운반선에 대하여 선박의 흘수 변화에 따른 선미부 구조해석을 실시하고, 구조해석으로부터 얻은 축계의 상대변위를 이용하여 축계정렬 해석을 수행한다. 구조해석은 선박의 통상 운항조건에서 최대 흘수 변화를 고려한 경하중, 만재하중의 2개 조건에서 수행하고, 이를 바탕으로 추진축계가 선체 변형의 영향 하에서도 허용치<sup>[17],[84]</sup>를 만족하는지의 여부를 고찰한다.

**제 6 장**에서는 스트레인 게이지를 이용하여 계측을 수행하고, 실측한 자료를 통하여 베어링 반력 및 선체 변형량을 분석한다. 측정은 선박의 통상 흘수 변화에 따른 5개 조건을 고려하였고, 이를 바탕으로 추진축계가 선체 변형의 영향 하에서도 허용치를 만족하는지 여부를 확인하였다. 또한 이론적 계산결과와 작업법 및 스트레인 게이지법을 이용한 실측결과와의 상호 비교를 통해 분석의 신뢰성을 교차 검증한다.

**제 7 장**에서는 축계 횡진동 분석과 관련하여 횡진동 고유진동수 계산 및 운전 상태에서 취득한 스트레인 게이지의 시간기반 파형 관찰 및 고속 푸리에 변환(FFT)을 이용한 스펙트럼 분석 및 차수 추적(order tracking)을 통하여 횡진동과 밀접한 관계에 있는 회전수 1차(1X), 날개수 4차(4X), 날개수 배수 8차(8X) 성분 분석을 통해 추진축계가 횡진동 영향 하에서도 효과적인 공진회피를 통한 축계 안정성을 확보했는지 여부를 탐구한다.

**제 8 장**에서는 밸러스트 흘수 및 만재하중 흘수의 2개 조건에서 선박의 가속 및 직진시의 실시간 계측자료를 엔진 부하별로 분석하고, 스트레인 게이지에서 계측한 성분을 수직과 수평성분으로 나누어 분석함으로써 프로펠러로부터 유발되는 수력학적 힘이 축의 거동과 베어링 하중에 미치는 영향에 대해 검토한다.

**제 9 장**에서는 이 연구에서 얻은 결과를 요약한다.

## 제 2 장 유한요소법에 의한 축계정렬 계산 이론

베어링 반력의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되어 있으나, 본 논문에서는 복잡한 구조 해석에 널리 이용되는 유한요소법(매트릭스 구조 해석법)을 축계 정렬 계산에 사용하였으며 이는 다음과 같다.

### 2.1 기본식의 유도

#### 2.1.1 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보의 절점 방정식

최근 프레임이나 연속체의 구조 역학적 해석법으로서 매트릭스법을 많이 이용하고 있는데, 이 방법의 기초는 강성 매트릭스(stiffness matrix)이다.

지금 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 구하여 절점방정식을 다음 식(2.1)과 같이 쓴다.

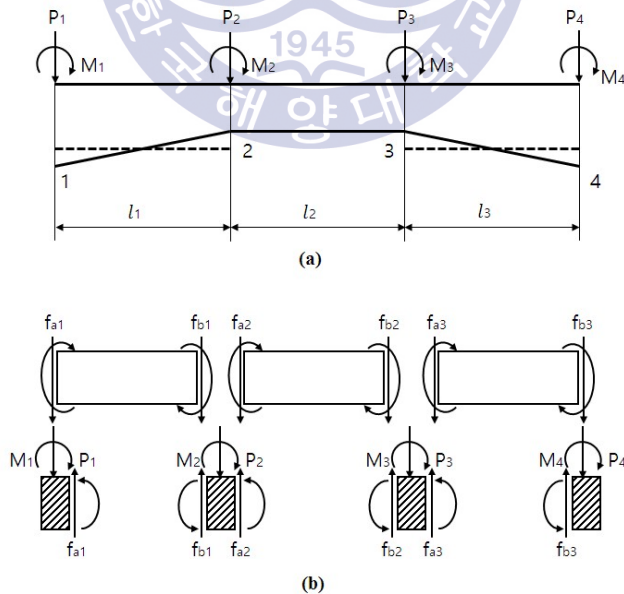


Fig. 2.1 Beam of variable cross section

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

여기서,

$f_{a1}, f_{b1}, \dots, f_{a3}$ : 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

$f_{fa1}$  :  $a_1$  단의 단면력 (양단  $a, b$  를 고정하였을 때 작용외력에 의하여  $a_1$  단에 생기는 단면력)

Fig. 2.1 (b) 를 참조하면 식 (2.2)와 같이 표현할 수 있다.

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

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

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

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 식 (2.4)와 같다.

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

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.

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

따라서 식 (2.5)가 Fig. 2.1 보의 절점방정식이다. 우변의 첫 번째 벡터는 절점에 작용하는 외력이고, 두 번째 벡터는 각 부재의 고정단 단면력을 절점마다 모은 것으로서 각 부재의 중간에 작용하는 외력을 절점하중으로 변환한 것이다. 좌변의 계수행렬은 보 전체의 강성매트릭스이다. 식 (2.5)를  $U_{P1} \sim U_{P4}$ 에 대해 풀면 각 절점의 변위를 얻을 수 있다. 또한, 이 결과를 식 (2.3)을 이용하여 변형한 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 강성 매트릭스

지금 Fig. 2.2의 부재 AB에 대하여 그림과 같이 좌표계를 정하고, 좌표의 방향과 부재에 작용하는 단면력의 방향을 일치시킨다.

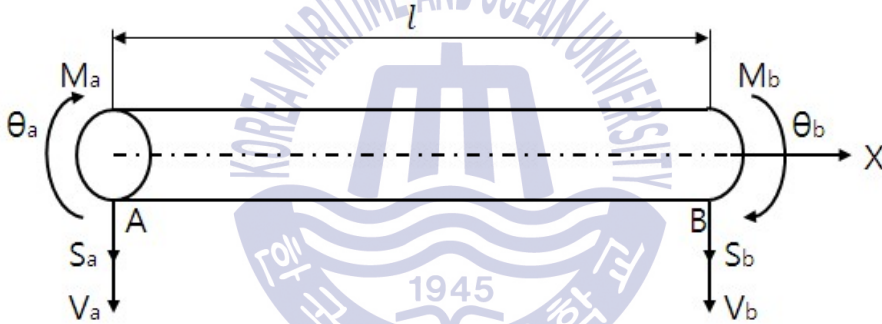


Fig. 2.2 Coordinate system of beam-element and forces of end-section

보의 길이를  $l$ , 종탄성계수를  $E$ , 단면 2차모멘트를  $I$ 라 하면 강성 매트릭스는 식 (2.6)과 같이 된다. 이러한 관계식은 Castigliano 정리와 Maxwell-Betti의 상반정리를 이용하면 비교적 간단하게 구할 수 있다.

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

따라서 횡하중( $S_a, S_b$ )과, 모멘트 하중( $M_a, M_b$ ) 을 받는 보 요소의 기본식은 식 (2.7)과 같이 나타낼 수 있다.

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

여기서  $S_{fa}, S_{fb}, M_{fa}, M_{fb}$  는 각 절점에서 외력에 의한 횡하중과 모멘트 하중으로 나타낸다. 식 (2.7)을 간략하게 표시하면 식 (2.8)과 같이 표시할 수 있다.

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

연속보를 임의의 부재로  $n$  분할 하였을 때, 각 부재에 대하여 식 (2.6)을 구하고 이들을 중첩(superposition)하여 전체 보에 대한 강성매트릭스를 구한다. 이 강성매트릭스는 식 (2.5)의 좌변과 같이 첫 번째 부재와 두 번째 부재의 강성매트릭스를 중첩하여 구한다. 이 때 첫 번째 부재의  $U_b$ 는 두 번째 부재의  $U_a$ 와 같으므로 첫 번째 부재의 강성 매트릭스  $k_{bb}$ 와 두 번째 부재의 강성매트릭스  $k_{aa}$ 를 합하면 된다. 이와 같이 순차적으로 중첩하면 전체구조물에 대한 종합강성매트릭스를 구할 수 있다.

## 2.2 횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보 절점방정식의 해법

### 2.2.1 절점방정식의 해법

횡하중과 모멘트 하중을 받는 부등 단면보를  $n$  분할하여 앞의 방법으로 구한 절점방정식의 차수는  $(2n+2)$ 이다. 따라서 통상의 박용기관 축계에 있어 단면의 변



화가 있는 곳과 지지점 등에 절점을 설정할 경우 절점방정식에 포함되는 매트릭스의 차수는 최소한 10차 이상이 되기 때문에 사실상 컴퓨터의 도움 없이는 계산이 불가능하다. 지금 식(2.5)를 간단하게 표현하면 식(2.9)와 같다.

$$[K]U = P - f \quad (2.9)$$

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

$$P = [K]U + f \quad (2.10)$$

여기서,  $[K]$ 의 역 매트릭스를 식(2.9)의 좌변에 곱하면 식(2.11)이 된다.

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

식(2.11)로부터 각 절점의 변위[상하변위(deflection)와 각변위(slope)]를 구할 수 있다. 각 지지베어링의 반력은 일반적으로 일종의 외력이므로  $P$ 항 중에 포함되며, 따라서 식(2.11)의 결과를 식(2.10)에 대입하면  $P$ 항, 즉 미지의 지점반력을 구할 수 있다.

## 2.2.2 지점의 처리

**Fig. 2.3** 과 같이 절점 ①에 지지점이 있는 경우에 변위는  $V_1 = 0$  이고, 지점반력  $-R$ (부호규약에 의해 아랫방향을 (+)로 취하므로, 반력은 (-)이다) 반력도 작용 외력의 일종이므로 하중항  $P$ 에 포함시켜야 한다. 그러나 계산 초에 있어서 반력은 미지수이므로 이것을 우변에 그대로 둘 수 없으며 좌변으로 옮기던가  $R_1$ 을 포함하는 방정식을 제거할 필요가 있는데 제거하는 것이 강성매트릭스가 대칭으로 되어 계산이 편리하게 된다. 본 계산의 목적중 하나가 지지 베어링의 반력을 아는데 있으므로 제거한 행을 딴 곳에 남겨두었다가 변형을 계산한 다음 이것과 강성매트릭스를 곱하면 지지점 반력이 구하여진다.

행을 제거하는 조작은 **Fig. 2.3 (b)** 와 같이 강성매트릭스의 제 1행의 요소를 '0'으로 놓으면 된다. 또한 변위  $V_1$ 을 '0'으로 하는 대신에 강성매트릭스의 제 1열을 '0'으로 한다.

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

지점이 절점 5와 같이 탄성지지 되어 있는 경우에는 절점의 변위에 비례하는 반력  $R_5 = -KV_5$  ( $K$ : 스프링 상수)가 생긴다. 이것도 하중항  $P$ 에 포함시켜야 하는데  $V_5$ 를 포함하는 항을 우변에 둘 수 없다. 이것을 좌변으로 옮겨서 강성 매트릭스의 (5.5)요소에  $K$ 를 합산하면 된다. 이와 같은 방법으로 각 지지점의 반력을 계산할 수 있다.

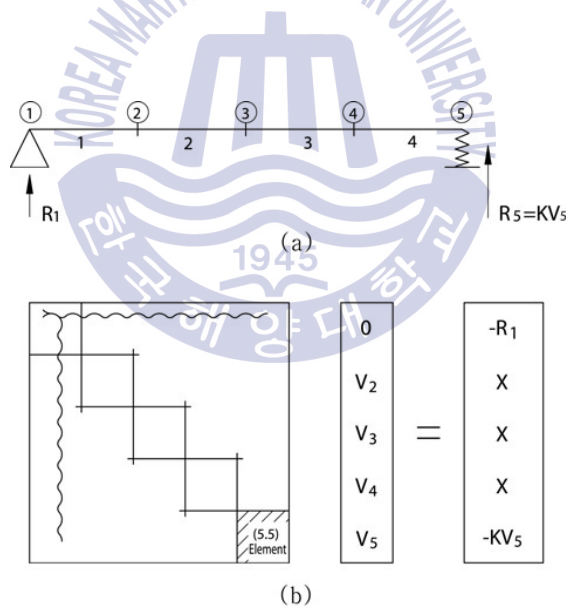


Fig. 2.3 Disposal of supporting points

## 2.3 반력 영향계수의 계산

지금 어떤 절점이 주어진 양만큼 이동하였을 경우 다른 절점의 상태값이 어떻게 변할 것인가 하는 문제를 생각하여 보기로 한다. 가령 축계의 중간지점이 침하하였을 경우 각 부분의 단면력, 또는 다른 지점의 지지하중 변화를 구하는 문제가 여기에 해당된다.

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.

Fig. 2.4 (a)에서 보는 바와 같이 절점 3이  $\Delta_3$ 만큼 변위한다고 할 때, 이 변위를 일으키기 위해서는 절점 3에 외력  $R_3$ 를 작용시킬 필요가 있다. 따라서 이 경우의 식(2.10)은 Fig. 2.4 (b)와 같이 된다.  $\Delta_3$ 는 기지량,  $R_3$ 는 미지량이다. 기지량은 우변으로 옮기고 미지량  $R_3$ 를 포함하는 방정식을 제거하면 Fig. 2.4 (c)와 같이 변형된다.

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

이와 같은 방법으로 각 지점이 순차적으로 단위변위 만큼 변화를 일으킬 경우 각 지점의 지지하중(반력)의 변화가 반력 영향계수이다<sup>[33]</sup>.

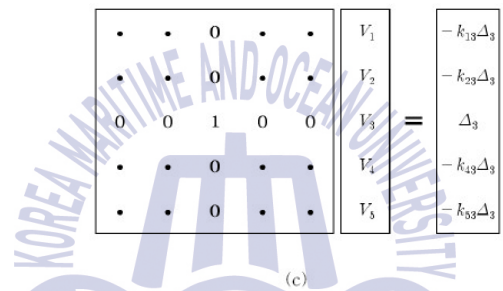
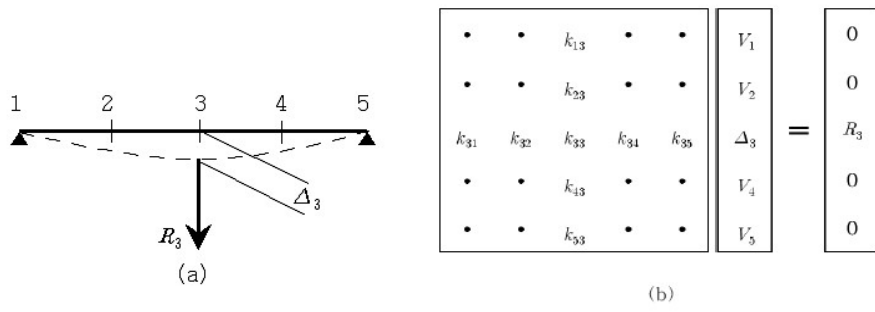


Fig. 2.4 Disposal of nodal point deflection

--- This page is intentionally blanked ---



## 제 3 장 축계 횡진동의 이론적 해석방법

횡진동의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되어 있으나 본 논문에서는 이들 방법 중에서 근사계산법 및 유한요소법에 의한 정밀계산법을 이용하였으며 이에 대해서 설명한다.

### 3.1 횡진동의 근사계산법

#### 3.1.1 Panagopulos의 식

Panagopulos는 프로펠러축을 Fig. 3.1에서 보는 바와 같이 선미관 후부 베어링과 중간축 최후부 베어링만으로 지지되어있는 것으로 보고(선미관 전부 베어링 무시) 진동형 곡선으로서는 프로펠러에 일정한 힘이 작용할 경우에 발생하는 정적 휘임 곡선을 가정한다. 이렇게 가정한 휘임 곡선으로 최대 위치 에너지와 최대 운동에너지를 구하고 여기에 축의 분포질량에 관한 보정을 넣어서 추진 축계 횡진동의 고유진동수를 구하고 있다. Fig. 3.1에서 A점에 프로펠러를 붙이고 B, C점에서 단순 지지된 프로펠러 축계를 생각한다. 휘임이 없을 때의 축 방향으로  $x$  축을 취하고 연직 아래쪽으로 휘임  $v$ 를 취한다. 프로펠러축에 모멘트  $M_e$ 가 작용하였을 때의 휨곡선은 축의 강성을  $EI$ 라 하면 AB, BC 사이에서 다음 식 (3.1)과 식 (3.2)와 같이 된다.

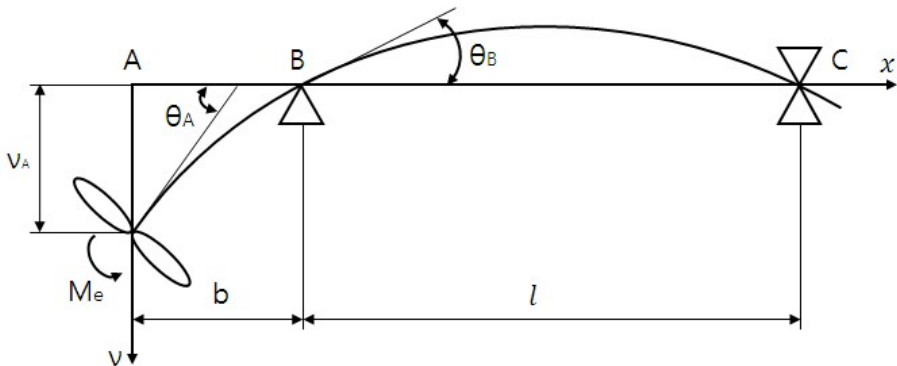


Fig. 3.1 Equivalent model of Panagopulos' equation

$$\text{AB 사이; } v = \frac{M_e}{EI} \left\{ \frac{1}{2}(x-b)^2 - \frac{l}{3}(x-b) \right\} \quad (0 \leq x \leq b) \quad (3.1)$$

$$\text{BC 사이; } v = \frac{M_e}{EI} \left( \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6l} - \frac{lx}{3} \right) \quad (0 \leq x \leq l) \quad (3.2)$$

여기서  $b, l$ 은 AB, BC 사이의 길이이며, BC 사이에서는 B점부터  $x$ 를 재는 것으로 한다.

지금 A점에서의 휨을  $v_A$ , A, B점에서의 휨을 Fig 3.1과 같이 취하여  $\theta_A, \theta_B$ 라 하면 식 (3.3), 식 (3.4) 및 식 (3.5)와 같이 각각 나타낼 수 있다.

$$v_A = \frac{M_e}{EI} \left( \frac{b^2}{2} + \frac{bl}{3} \right) \quad (3.3)$$

$$\theta_A = \frac{M_e}{EI} \left( b + \frac{l}{3} \right) \quad (3.4)$$

$$\theta_B = \frac{M_e}{EI} \left( \frac{l}{3} \right) \quad (3.5)$$

Panagopulos는 진동중에도 축계는 식 (3.1), 식 (3.2)로 주어지는 휘임 형식을 유지한다고 가정하였다. 이때에  $\theta_B$ 를 기준으로 하여  $v_A, \theta_A$ 는 식 (3.6) 및 식 (3.7)과 같이 된다.

$$v_A = \frac{3b}{l} \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right) \theta_B \quad (3.6)$$

$$\theta_A = \frac{3}{l} \left( b + \frac{l}{3} \right) \theta_B \quad (3.7)$$

여기서, Panagopulos는 B점 둘레의 모멘트 평형을 고려하였다. 즉, 외력의 모멘트 및 프로펠러 축계의 관성력의 B점 둘레의 모멘트가 B점에서의 반력 모멘트인 식(3.8)과 같다고 놓고 다음의 식 (3.9)을 유도하였다.

$$M_e = \frac{3EI\theta_B}{l} \quad (3.8)$$

$$I_d \ddot{\theta}_A + m b \ddot{v}_A + \int_0^b u \ddot{w}(b-x) dx + \left| \int_0^l u \ddot{w} x dx \right| + \frac{3EI}{l} \theta_B = M \sin \omega t \quad (3.9)$$

여기서,

$I_d$  : 프로펠러의 직경에 관한 질량관성모멘트  
(부가수 질량관성 모멘트 60%포함) [kg m<sup>2</sup>]

$m$  : 프로펠러의 질량(부가수 질량 30% 포함) [kg m<sup>2</sup>]

$u$  : 축의 단위길이 당 질량 [kg]

$M$  : 외력의 모멘트 [Nm]

·, ¨ 는 시간에 관한 1차 및 2차 미분을 나타낸다.

식 (3.9)를 식 (3.1)~(3.8)의 관계를 이용하여  $\theta_B$ 를 종속변수로 하는 식으로 바꾸어 쓰면 식 (3.10)과 같이 된다.

$$\left\{ I_d \left( b + \frac{l}{3} \right) + m b^2 \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right) + u \left( \frac{b^4}{8} + \frac{l b^3}{9} + \frac{7l^4}{360} \right) \right\} \frac{3l \ddot{\theta}_B}{l} + \frac{3EI \theta_B}{l} = M \sin \omega t \quad (3.10)$$

따라서 고유진동수  $f_p$  [cpm]는 식 (3.11)과 같이 된다.

$$f_p = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{EI}{I_d \left( b + \frac{l}{3} \right) + m b^2 \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right) + u \left( \frac{b^4}{8} + \frac{l b^3}{9} + \frac{7l^4}{360} \right)}} \quad (3.11)$$

식 (3.11)을 Panagopulos의 식이라고 하는데, Panagopulos는 이 식의 정당성을 실증하기 위하여 1 inch의 축 지름을 갖는 모형을 이용하여 실험을 행하여 타당성이 확인되었다고 발표하였으나, 프로펠러와 축계의 운동에너지 및 축계의 휨에 대한 위치에너지가 바르게 평가되지 못하였으며 따라서 물리적인 엄밀성이 결여되고 있는 결점이 있다. 다만, 프로펠러 축계 횡진동의 고유진동수를 계산하는 경우에



포함되는 불확실성 - 가령 선미관 베어링의 유효 지지점의 위치, 베어링 지지계의 강성, 또는 부가수 질량 등 - 이 확인되지 않는 한 아무리 물리적으로 올바른 식을 유도하더라도 실제와는 맞지 않게 되므로 보다 맞는 식을 택하는 것이 현실적이라는 것이 Panagopulos의 견해였을 것으로 생각된다.

### 3.1.2 수정 Panagopulos의 식

그 후에 Hayama는 Panagopulos의 식을 물리적으로도 엄밀하게 수정한 수정 Panagopulos의 식을 발표<sup>[85]</sup>하였다. 즉, 프로펠러 축계의 휘임 곡선을 식 (3.1), 식 (3.2)라 가정하였을 경우에 유도되는 올바른 운동방정식을 구한다. 여기서 바르다는 것은 프로펠러 축계 횡진동의 물리적 현상을 모두 바르게 나타낸다는 뜻이 아니고 휨 곡선이 식 (3.1), 식 (3.2)라는 가정 하에서 바르다는 뜻이다.

지금 프로펠러와 축계 전체의 운동에너지를  $T$ , 축계의 위치에너지를  $U$  및 외력모멘트가 행하는 일을  $W$ 라 한다.

진동 중에도 축계는 식 (3.1), 식 (3.2)로 주어진 형상을 유지한다고 가정하고  $\theta_B$ 를 종속변수로 하여  $T$ ,  $U$ ,  $W$ 를 나타내면 식 (3.12), 식 (3.13) 및 식 (3.14)와 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 2T &= I_d(\dot{\theta}_A)^2 + m(\dot{v}_A)^2 + \int_0^b uv^2 dx + \int_0^l uv^2 dx \\
 &= \frac{9}{l^2} \left\{ I_d \left( b + \frac{l}{3} \right)^2 + mb^2 \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right)^2 + u \left( \frac{b^5}{20} + \frac{lb^4}{12} + l^2 \frac{b^3}{27} + \frac{2l^5}{945} \right) \right\} \dot{\theta}_B^2 \\
 &\dots\dots\dots (3.12)
 \end{aligned}$$

$$2U = \int_0^b EI(v'')^2 dx + \int_0^l EI(v'')^2 dx = \frac{9}{l^2} EI \left( b + \frac{l}{3} \right) \theta_B^2 \quad (3.13)$$

$$W = \theta_A M \sin \omega t = \frac{3}{l} \left( b + \frac{l}{3} \right) \theta_B M \sin \omega t \quad (3.14)$$

식 (3.12)~(3.14)를 Lagrange 운동방정식에 대입하면 식 (3.15)를 얻는다.

$$\left\{ I_d \left( b + \frac{l}{3} \right)^2 + mb^2 \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right)^2 + u \left( \frac{b^5}{20} + \frac{lb^4}{12} + \frac{l^2 b^3}{27} + \frac{2l^5}{945} \right) \right\} \ddot{\theta}_B + EI \left( b + \frac{l}{3} \right) \theta_B = \frac{l}{3} \left( b + \frac{l}{3} \right) M \sin \omega t \quad (3.15)$$

따라서 고유진동수  $f_{mp}$  [cpm]는 식 (3.16)과 같다.

$$f_{mp} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{EI \left( b + \frac{l}{3} \right)}{I_d \left( b + \frac{l}{3} \right)^2 + mb^2 \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right)^2 + u \left( \frac{b^5}{20} + \frac{lb^4}{12} + \frac{l^2 b^3}{27} + \frac{2l^5}{945} \right)}} \quad (3.16)$$

위의 식을 수정 Panagopulos의 식이라 부른다. 식 (3.15)에서는 운동에너지와 위치에너지가 바르게 평가되고 있으므로 물리적으로 올바른 식이다.

### 3.1.3 Jasper의 식

다음과 같이 각속도  $\Omega$ 로 시계방향으로 회전하고 있는 프로펠러 축계를 도입한다. 프로펠러의 평형위치  $O_{po}$ 를 통과하고 선수방향으로  $x$ 축, 우현방향으로  $y$ 축, 수직방향으로  $z$ 축을 취한다. 프로펠러 축계의 평형위치  $O_{po}$ 로부터 운동중의 프로펠러 축계를 나타내면 Fig. 3.2와 같이 표시된다.

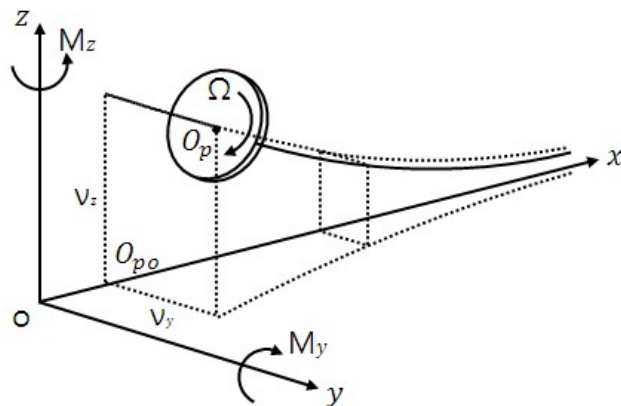


Fig. 3.2 Shafting and coordinate system

이것을  $zox$  평면과  $yox$  평면에 투영하면 Fig. 3.3 과 같이 된다. 여기서 프로펠러 중심  $O_p$ 의  $y, z$  방향의 변위  $v_y, v_z$  및 프로펠러 원판의 경사각  $\theta_y, \theta_z$  를 Fig. 3.3 에 보는 바와 같이 정의한다.  $v_y, v_z, \theta_y, \theta_z$  는 모두 평형위치로부터의 변동치를 나타내고 있다. 힘의 방향을  $y, z$  방향으로  $F_y, F_z$  의 (+) 방향을 취한다. 모멘트는  $z$  축 방향으로 오른나사 진행방향으로  $M_z$  의 (+) 방향을,  $y$  축의 (-) 방향(좌현 측)으로 오른나사가 진행되는 방향을  $M_y$  의 (+) 방향으로 취한다.

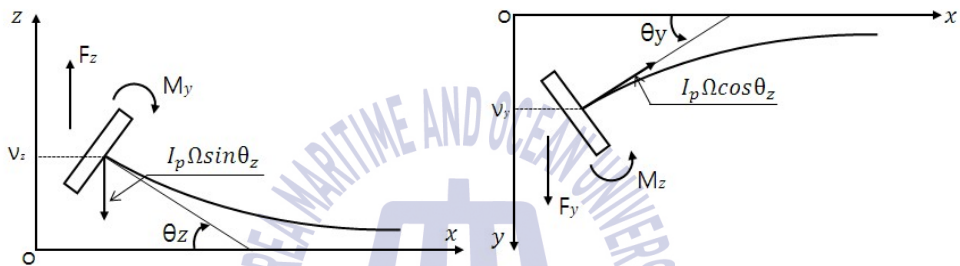


Fig. 3.3 Projected shafting and coordinate system

지금 프로펠러의 평형위치에서 프로펠러 끝에 단위의 힘을 가하였을 때의 휘임과 휨 각을  $\alpha, \beta$ , 단위의 모멘트를 가하였을 때의 휘임과 휘임 각을  $\beta', \gamma$  라 한다. Maxwell의 상반정리로부터  $\beta' = \beta$  이다. 여기서는 간단히 하기 위하여  $y$  방향과  $z$  방향으로의 영향계수  $\alpha, \beta, \gamma$  의 값을 같다고 한다. 이때에 프로펠러 끝에 힘과 모멘트가 작용할 때의 프로펠러의 변위와 경사각을  $y$  방향,  $z$  방향에 대하여 각각 식(3.17)과 같이 표시할 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} v_y &= \alpha F_y + \beta M_z \\ \theta_y &= \beta F_y + \gamma M_z \\ v_z &= \alpha F_z + \beta M_y \\ \theta_z &= \beta F_z + \gamma M_y \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

축의 질량을 무시하고 자유진동을 생각하면  $F_y, F_z$ 로서는 프로펠러의 관성력  
만이며 식 (3.18)과 같다.

$$\left. \begin{aligned} F_y &= -m\ddot{v}_y \\ F_z &= -m\ddot{v}_z \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

한편, 모멘트는 프로펠러 원판의 자이로 모멘트와 원판의 직경둘레 회전관성의  
합의 반작용이 가하여져서 경사각이 작으면  $M_z, M_y$ 는 식 (3.19)와 같다.

$$\left. \begin{aligned} M_z &= -I_d\ddot{\theta}_y + I_p\Omega\dot{\theta}_z \\ M_y &= -I_d\ddot{\theta}_z - I_p\Omega\dot{\theta}_y \end{aligned} \right\} \quad (3.19)$$

식 (3.18), 식 (3.19)을 식 (3.17)에 대입하여 다음과 같은 식 (3.20)을 얻는다.

$$\left. \begin{aligned} v_y &= -\alpha m\ddot{v}_y - \beta I_d\ddot{\theta}_y + \beta I_p\Omega\dot{\theta}_z \\ \theta_y &= -\beta m\ddot{v}_y - \gamma I_d\ddot{\theta}_y + \gamma I_p\Omega\dot{\theta}_z \\ v_z &= -\alpha m\ddot{v}_z - \beta I_d\ddot{\theta}_z + \beta I_p\Omega\dot{\theta}_y \\ \theta_z &= -\beta m\ddot{v}_z - \gamma I_d\ddot{\theta}_z + \gamma I_p\Omega\dot{\theta}_y \end{aligned} \right\} \quad (3.20)$$

이 경우에  $y$ 방향과  $z$ 방향은 대칭이므로 프로펠러의 운동은 원으로 된다. 이것은  
 $w_0, \theta_0$ 을 정수로 하고 각속도  $p$ 를 진동의 고유진동수라 하였을 때, 식 (3.21)이 식  
(3.20)의 풀이로 되는 것에서도 알 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} v_y &= w_0 \sin pt \\ \theta_y &= \theta_0 \sin pt \\ v_z &= w_0 \cos pt \\ \theta_z &= \theta_0 \cos pt \end{aligned} \right\} \quad (3.21)$$

프로펠러축은 선미로부터 보아 시계 방향으로 회전하는 것이 보통이므로 시계 방향으로 각도의 (+)방향을 취하고 Fig. 3.4와 같이  $yz$  평면상에서  $z$ 축으로부터 시계방향으로 각도를 잰다고 하면 각속도  $p$ 로 시계 방향으로 회전하는 벡터  $w$ , 즉 식(3.21)의  $v_y, v_z$ 는 식(3.22)로 나타낼 수 있다.

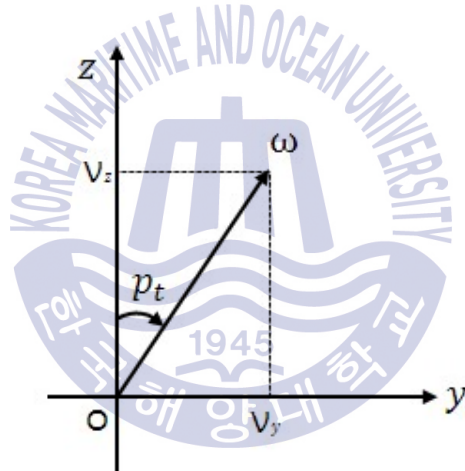


Fig. 3.4 Display method of rotation vector

$$w = v_z + i v_y = w_0 e^{ipt} \quad (3.22)$$

마찬가지로 경사각벡터  $\theta$ 는 식(3.23)으로 나타낼 수 있다.

$$\theta = \theta_z + i \theta_y = \theta_0 e^{ipt} \quad (3.23)$$

복소 변수  $w, \theta$ 를 이용하면  $y$ 방향,  $z$ 방향을 한꺼번에 다룰 수 있어 편리하다.  $w, \theta$ 를 바꾸어 쓰면 식(3.24)와 같이 된다.

$$\left. \begin{aligned} w &= -\alpha m \ddot{w} - \beta I_d \ddot{\theta} + i \beta I_p \Omega \dot{\theta} \\ \theta &= -\beta m \ddot{w} - \gamma I_d \ddot{\theta} + i \gamma I_p \Omega \dot{\theta} \end{aligned} \right\} \quad (3.24)$$

식 (3.22), 식 (3.23)을 식 (3.24)에 대입하여 정수  $w_0, \theta_0$ 가 항등적으로 영이 되지 않는 조건으로부터 식 (3.25)의 진동수 방정식을 얻는다.

$$m I_d (\alpha \gamma - \beta^2) p^4 - m I_p (\alpha \gamma - \beta^2) \Omega p^3 - (\alpha m + \gamma I_d) p^2 + \gamma I_p \Omega p + 1 = 0$$

.....(3.25)

그런데 현재 사용하고 있는 선박의 운전범위에서 프로펠러 회전수는 프로펠러 축계 횡진동의 고유진동수에 비하여 충분히 낮으며, 따라서 프로펠러의 불평형력에 의한 공진은 발생할 수 없다고 생각할 수 있다. 여기서 프로펠러 축계 횡진동에서 문제가 되는 것은 선미의 불균일한 반류층을 회전하는 프로펠러 날개에 작용하는 유체역학적 힘의 변동에서 생기는 힘과 모멘트, 즉 프로펠러 기진력이다. 프로펠러 기진력의 진동수는 날개 수×회전수 및 그의 정수배, 즉 날개 차수 진동수(blade frequency)이다. 지금 프로펠러 1회전당  $j$ 회의 진동이 일어난다고 보고 식 (3.26)과 같이 두면

$$\frac{\Omega}{p} = \frac{1}{j} = h, \quad \frac{I_p}{I_d} = K, \quad G = I_d (1 - Kh)$$

(3.26)

식 (3.25)는  $p^2$ 에 관하여 2차 방정식이 되고 고유진동수는 식 (3.27)과 같이 된다.

$$p^2 = \frac{(\alpha m + \gamma G) \pm \sqrt{(\alpha m + \gamma G)^2 - 4mG(\alpha \gamma - \beta^2)}}{2mG(\alpha \gamma - \beta^2)}$$

(3.27)

박용기관 분야에서는 식 (3.27)을 Jasper 식이라 부른다.

이상에서 알 수 있는 바와 같이 Jasper 식은 물리적으로 바른 식이다. Jasper

식은  $p^2$ 에 관한 2차 방정식의 근으로서 주어지며, Jasper 식의 특별한 경우로서 Panagopoulos의 식으로 극한 이행할 수는 없다. 여기서 식(3.20)에 있어 Panagopoulos의 가정을 따랐을 때 어떻게 되는가를 고려하여 본다. 먼저 자이로 효과를 무시하면 이것은 식(3.20)에서  $\Omega=0$ 으로 놓은 것이 되며,  $y$ 방향,  $z$ 방향은 독립한다. 여기서  $y$ 방향만을 생각하면 식(3.20)은 식(3.28)과 같이 된다.

$$\left. \begin{aligned} v_y &= -\alpha m \ddot{v}_y - \beta I_d \ddot{\theta}_y \\ \theta_y &= -\beta m \ddot{v}_y - \gamma I_d \ddot{\theta}_y \end{aligned} \right\} \quad (3.28)$$

식(3.28)에서는  $v_y$ 와  $\theta_y$  두 개의 변수가 있다. 여기서 다시 프로펠러 축계의 변위가 언제나 휨 곡선식(3.1) 및 식(3.2)에 의하여 구속되어 있다고 하면, 프로펠러의 변위  $v_y$ 는 독립한 것이 아니고 식(3.6) 및 식(3.7)로 주어지게 된다. 여기서 식(3.28)은 결국 식(3.29)가 된다.

$$\theta_y = -\beta m \ddot{v}_y - \gamma I_d \ddot{\theta}_y \quad (3.29)$$

식(3.6) 및 식(3.7)과 비교하면  $\theta_y$ 가  $\theta_A$ 에  $v_y$ 가  $v_A$ 에 해당한다. 또한 Fig. 3.1의 프로펠러 축계에 대해 영향계수를 구해보면

$$\left. \begin{aligned} \beta &= \frac{b}{EI} \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right) \\ \gamma &= \frac{1}{EI} \left( b + \frac{l}{3} \right) \end{aligned} \right\} \quad (3.30)$$

식(3.6) 및 식(3.7)의 관계와 식(3.30)을 식(3.29)에 대입하여  $\theta_B$ 를 변수로 하여 나타내면 식(3.31)을 얻는다.

$$\left\{ I_d \left( b + \frac{l}{3} \right)^2 + mb^2 \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right)^2 \right\} \ddot{\theta}_B + EI \left( b + \frac{l}{3} \right) \theta_B = 0 \quad (3.31)$$

따라서 고유진동수  $f_{mp}$  [cpm]는 식 (3.32)로 나타낼 수 있다.

$$f_{mp} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{EI\left(b + \frac{l}{3}\right)}{I_d\left(b + \frac{l}{3}\right)^2 + mb^2\left(\frac{b}{2} + \frac{l}{3}\right)^2}} \quad (3.32)$$

이 식은 식 (3.16)에 있어서  $u=0$ , 즉 축의 질량을 무시할 경우의 식이다. 또한, 식 (3.1)과 식 (3.2)의 휨 곡선을 이용하여 축의 질량을 갖는 운동에너지를 구하여 이것과 같은 운동에너지를 갖도록 등가의 질량을 프로펠러에 가하면 식 (3.16)과 똑같은 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 이상으로부터 Panagopulos의 가정에 따랐을 때 유도될 물리적으로 올바른 운동방정식과 고유진동수는 각각 식 (3.15), 식 (3.16)임을 알 수 있다. 그리고 이 식은 축의 질량효과와 지지하는 베어링의 스프링 상수를 무시하였으므로 계산결과는 실제 값보다 보통 높은 값이 나온다.

### 3.1.4 Jasper-Rayleigh의 식

이것은 Jasper 식 (3.27) 중 프로펠러의 질량  $m$ 에 축의 등가 질량  $m'$ 를 부가하여 고유진동수를 구하는 방법이다. 축의 등가치환 질량  $m'$ 는 계의 운동에너지 관계로부터 다음과 같이 구할 수 있다. 즉, 축의 단위길이의 질량을  $u$ , 임의의 점에 있어서의 미소 길이를  $dx$ , 그의 진폭을  $\delta$ , 위상속도를  $\omega$ 라 하면 임의의 점에서의 운동에너지는  $\frac{u}{2}(\delta\omega)^2 dx$ 이므로 계 전체에 대한 축 자신의 운동에너지는 식 (3.33)으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{u}{2} \int (\delta\omega)^2 dx \quad (3.33)$$

따라서 프로펠러위치에 질량  $m'$ 를 주어 위의 값과 같은 운동에너지를 얻었다고 하면 식 (3.34)와 같다.

$$\frac{u}{2} \int (\delta\omega)^2 dx = \frac{1}{2} m' \delta_p^2 \omega^2 \quad (3.34)$$



따라서  $m'$ 은 식 (3.35)가 된다.

$$m' = \frac{u}{\delta_p^2} \int \delta^2 dx \quad (3.35)$$

여기서  $\delta_p$ 는 프로펠러위치에 단위의 힘이 작용한 경우의 위치의 변위이다.

다음으로 식(3.35)의  $\delta$  및  $\delta_p$ 를 Fig. 3.5에 보이는 2점 지지의 경우로 계산해 본다. 각 점에 있어서의 변위는 3.1.3항 Jasper의 식에서 보인 방정식과 경계조건으로부터 다음과 같이 구하여 진다. 즉, A~B 사이에서는 식(3.36)과 같이

$$EI\delta = -\frac{P}{6}(x+b)^3 + \frac{1}{6l_1}\{P(l_1+b)^3 - Pb^3 - R_A l_1^3\}x - \frac{Pb^3}{6} \quad (3.36)$$

B~C 사이에서는 식(3.37)과 같다.

$$EI\delta = \frac{P}{6}(x+b)^3 - \frac{R_A}{6}x^3 - \frac{1}{6l_1}\{P(l_1+b)^3 - Pb^3 - R_A l_1^3\}x - \frac{Pb^3}{6} \quad (3.37)$$

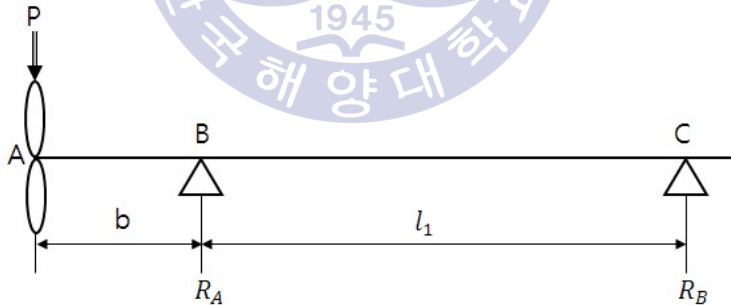


Fig. 3.5 Two-point mounting system

또한 C점에 있어서의 모멘트의 평형으로부터 다음의 식(3.38)을 얻는다.

$$R_A = \frac{b+l_1}{l_1}P \quad (3.38)$$

식 (3.38)을 식 (3.36) 및 식 (3.37)에 대입하면 A~B 사이에서

$$EI\delta = -\frac{P}{6}(x^3 + 3bx^2 - 2bl_1x) \quad (3.39)$$

B~C 사이에서는 식 (3.40)이 된다.

$$EI\delta = -\frac{Pb}{6l_1}(x^3 - 3l_1x^2 + 2l_1^2x) \quad (3.40)$$

식 (3.39)로부터

$$(EI)^2\delta^2 = \left(\frac{P}{6}\right)^2 \{x^6 + 6bx^5 + (9b^2 - 4bl_1)x^4 - 12b^2l_1x^3 + 4b^2l_1^2x^2\} \quad (3.41)$$

정리하면 식 (3.42)로 나타낼 수 있다.

$$(EI)^2 \int_{-b}^0 \delta^2 dx = P^2 \left\{ \frac{11}{420}b^7 + \frac{11}{180}b^6l_1 + \frac{1}{27}b^5l_1^2 \right\} \quad (3.42)$$

마찬가지로 식 (3.40)으로부터

$$(EI)^2\delta^2 = \left(\frac{Pb}{6l_1}\right)^2 (x^6 - 6l_1x^5 + 13l_1^2x^4 - 12l_1^3x^3 + 4l_1^4x^2) \quad (3.43)$$

따라서 정리하면 식 (3.44)와 같다.

$$(EI)^2 \int_0^{l_1} \delta^2 dx = \frac{2}{945}P^2l_1^5b^2 \quad (3.44)$$

식 (3.42)와 식 (3.44)로부터 식 (3.45)를 얻는다.

$$(EI)^2 \int_{-b}^{l_1} \delta^2 dx = P^2 \left\{ \frac{11}{420}b^7 + \frac{11}{180}b^6l_1 + \frac{1}{27}b^5l_1^2 + \frac{2}{945}b^2l_1^5 \right\} \quad (3.45)$$

여기서 식 (3.35)에 있어서  $\delta_p$ 를 단위 힘에 대한 변위라 하였으므로 식 (3.44)에 있어  $P$ 는 '1'로 하여야 한다. 한편  $\delta_p$ 의 값은 식 (3.46)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta_p = \frac{b^2}{3EI}(b+l_1) \quad (3.46)$$

따라서 식(3.45) 및 식(3.46)를 식(3.35)에 대입하면 소요의  $m'$  는

$$m' = \frac{u}{(b+l_1)^2} \left\{ \frac{33}{140}b^3 + \frac{11}{20}b^2l_1 + \frac{1}{3}bl^2 + \frac{2}{105}\frac{l_1^5}{b^2} \right\} \quad (3.47)$$

또한, 다른 지지형식에 대해서도 같은 방법으로 계산한 결과를 나타내면, 1점 지지 1단 고정일 경우에는 식(3.48)과 같고

$$m' = \frac{u}{(3l_1+4b)^2} \left\{ \frac{132}{35}b^3 + \frac{33}{5}l_1b^2 + 3l_1^2b + \frac{3}{35}\frac{l_1^5}{b^2} \right\} \quad (3.48)$$

3점 지지의 경우에는 식(3.49)와 같다.

$$m' = \frac{u}{\left\{ b+l_1 - \frac{l_1^2}{4(l_1+l_2)} \right\}^2} \left\{ \begin{aligned} & \frac{33}{140}b^3 + \frac{11}{20}b^2l_1 + \frac{1}{3}bl^2 + \frac{2}{105}\frac{l_1^5}{b^2} \\ & - \frac{bl_1^3}{6(l_1+l_2)} - \frac{11}{80}\frac{b^2l_1^2}{(l_1+l_2)} + \frac{bl_1^4}{48(l_1+l_2)^2} \\ & - \frac{31}{1680}\frac{l_1^6}{b^2(l_1+l_2)} + \frac{1}{210}\frac{l_1^2(l_1^5+l_2^5)}{b^2(l_1+l_2)^2} \end{aligned} \right\} \quad (3.49)$$

본 계산방법에 있어서는 실제의 진동계에 있어서의 진동진폭곡선이 프로펠러의 위치에 질량을 등가 치환한 진폭 곡선과 동일하다고 가정한다. 프로펠러 질량에 축 질량을 등가 치환하여 합산하는 방법으로 횡진동을 계산하여 실측치와 비교하여 본 결과 비교적 좋은 근사치를 주는 것으로 확인되고 있다.

### 3.2 횡진동의 정밀 계산법

추진축계의 정밀 계산법으로 사용되는 계산 기법에는 FEM에 의한 매트릭스법과 전달매트릭스법이 있는데, 여기서는 FEM에 의한 매트릭스법을 횡진동 정밀계산에 사용하였으며 이는 다음과 같다.

### 3.2.1 강성 매트릭스를 이용한 진동방정식의 유도

지금 하중이 걸리지 않고 질량이 없는 축 부재(Euler-Bernoulli beam)에 대하여 Fig. 3.6 과 같이 좌표계를 정하고 좌표의 방향과 부재에 작용하는 단면력을 일치 시킨다. 보의 길이를  $l$ , 종탄성 계수를  $E$ , 축의 단면 2차 모멘트를  $I$ 라 하면, 힘 과 변위간의 관계는 앞 절에서 검토한 결과를 이용하고 Castigliano의 정리와 Maxwell-Betti의 상반정리를 이용하면 비교적 간단하게 식(3.50)과 같이 나타낼 수 있다.

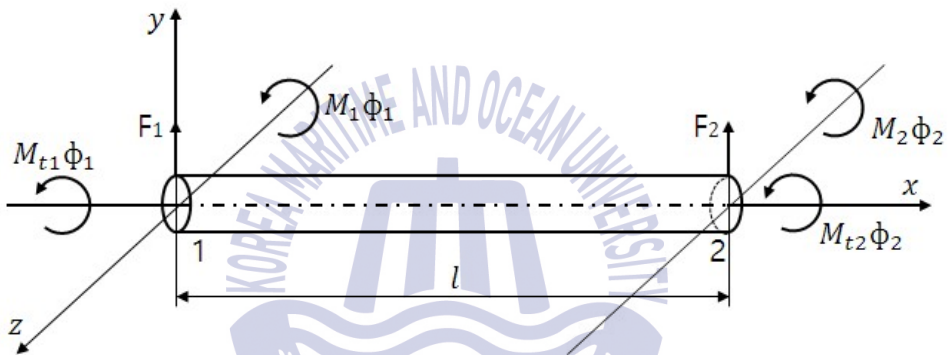


Fig. 3.6 Euler-Bernoulli beam and coordinate system

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ \phi_1 \\ y_2 \\ \phi_2 \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

식 (3.50)에서  $\phi_1, \phi_2$  는 각각  $z$ 축 둘레의 각 변위를 나타낸다. 상기 식(3.50)을 매트릭스 표시에 의하여 간략하게 쓰면 식(3.51) 또는 식(3.52)와 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} \quad (3.51)$$

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}\mathbf{U} \quad (3.52)$$

여기서,  $\mathbf{F}$ 는 힘의 열벡터,  $\mathbf{K}$ 는 강성 매트릭스,  $\mathbf{U}$ 는 변위의 열 벡터이다. 전체 구조물의 강성 매트릭스를 구하기 위해서는 각 요소의 접점에 있어서의 변위와 경사는 연속적이어야 하며 힘과 모멘트는 평형을 이루어야 한다는 사실을 고려하면 된다. 즉,  $n$ 개의 부재로 분할하였을 경우 각 부재에 대하여 식 (3.50)을 구하고 이들을 전체 좌표계로 환산한 다음 단순히 합성하면 된다. 가령 식(3.51)이 전체 좌표계(기본 좌표계)로 환산된 것이라면 첫 번째 부재의  $u_2$ 는 두 번째 부재의  $u_1$ 과 같으므로 첫 번째 부재의 강성 매트릭스 요소  $K_{22}$ 와 두 번째 부재의 강성 매트릭스 요소  $K_{11}$ 을 합하면 된다. 이와 같이 순차적으로 결합하면 전체 구조물에 대한 복합 강성매트릭스를 구할 수 있다.

진동을 다룰 때는 요소의 끝 점에 집중질량에 의한 관성력을 도입한다. 이 질량은 인접 요소의 모든 질량의 합으로서 이 점으로 이동시킨 것이다. Fig. 3.7에서 두 개의 축 요소  $i$ 와  $i+1$ 이 접하는 점  $n$ 이 주어졌다고 한다.

Fig. 3.6에서 보는 바와 같이  $xy$  평면내에서의 변위와 경사는 같아야 하므로 식 (3.52)와 같이 된다.

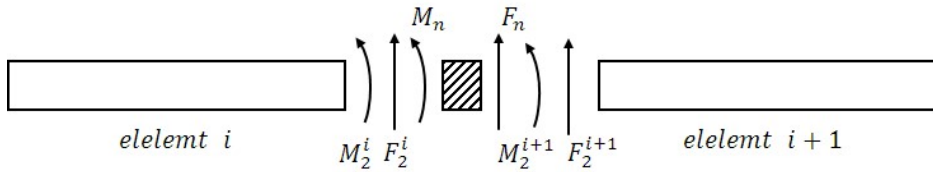


Fig. 3.7 Adjacent element and mass point n

$$\left. \begin{aligned} y_2^i &= y_1^{i+1} \equiv y_n \\ \phi_2^i &= \phi_1^{i+1} \equiv \phi_n \end{aligned} \right\} \quad (3.52)$$

변위가  $y_n$  이고 경사가  $\phi_n$  인  $n$  점에서 힘과 모멘트의 평형으로부터 식 (3.53)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} F_n - F_2^i - F_1^{i+1} - m_n \ddot{y}_n &= 0 \\ M_n - M_2^i - M_1^{i+1} - J_n \ddot{\phi}_n &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.53)$$

여기서,

$m_n$  : 질량의 합

$J_n$  : 질량 관성 모멘트의 합

$F_n$  : 외력

$M_n$  : 외부 모멘트

를 의미하며 상기 4개의 값이 점  $n$ 에 집중되어 있다. 따라서 식 (3.53)으로부터 점  $n$ 의 운동방정식은 식 (3.54)와 같다.

$$\left. \begin{aligned} m_n \ddot{y}_n + (F_2^i + F_1^{i+1}) &= F_n \\ J_n \ddot{\phi}_n + (M_2^i + M_1^{i+1}) &= M_n \end{aligned} \right\} \quad (3.54)$$

식 (3.54)에서 끝점의 힘과 모멘트는 끝점의 변위와 경사로서 표시할 수 있으며 이

들 변위와 경사는 인접한 두 요소의 기본 강성 매트릭스로부터 주어진다.

모든 끝점에 대한 운동방정식을 쓰면 종합 질량 매트릭스  $M$  과 종합 강성 매트릭스  $K$ 로 다음 식(3.55)가 주어진다.

$$M\ddot{y} + Ky = f \quad (3.55)$$

여기서,  $y$ 는 각 끝점의 변위와 경사로 이루어지는 변위 벡터,  $f$ 는 끝점에 작용하는 힘과 모멘트 벡터이다. 여기서 주의할 것은 각 점에 대해 그 점의 자유도와 같은 수의 방정식이 있고 따라서 전체 계에 대해서는 계산 해야 하는 미지수와 같은 수의 방정식이 있게 된다. 모든 질량은 각 요소의 중심을 그대로 유지하도록 각 점에 분할 집중하였기 때문에 질량 매트릭스는 주 대각선상에만 값을 가지며 나머지 요소는 영이 된다. 즉, 식(3.56)과 같이 대각 매트릭스가 된다.

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & \dots & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & m_n \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

### 3.2.2 진동방정식의 해법

#### ① 모드 해석법

기진력은 주기적이기 때문에 그 중에서도 가장 중요한 날개 수 차수(blade frequency)만을 생각하기로 한다. 따라서 기진력 벡터는 식(3.57)과 같이 된다.

$$f = \begin{bmatrix} f_1 \cos(\omega t + \phi_1) \\ f_2 \cos(\omega t + \phi_2) \\ \vdots \\ f_n \cos(\omega t + \phi_n) \end{bmatrix} \quad (3.57)$$

여기서  $f_i$  는  $i$  번째 질점에서의 기진력 진폭을 의미하며,  $\phi_i$  는  $i$  번째 기진력의 위상,  $\omega$  는 [축의 각(角)진동수  $\times$  프로펠러 날개 수]를 의미한다. 따라서 이에 대한 응답은 식 (3.58)과 같다.

$$y = \begin{bmatrix} y_1 \cos(\omega t + \psi_1) \\ y_2 \cos(\omega t + \psi_2) \\ \vdots \\ y_n \cos(\omega t + \psi_n) \end{bmatrix} \quad (3.58)$$

식 (3.58)을 시간에 대해 2차 미분하면 식 (3.59)와 같이 된다.

$$\ddot{y} = \frac{d^2 y}{dt^2} = -\omega^2 y \quad (3.59)$$

따라서 운동방정식은

$$-M\omega^2 y + Ky = f \quad (3.60)$$

또는, 식 (3.61)과 같다.

$$[K - \omega^2 M]y = f \quad (3.61)$$

식 (3.61)에서 주어진 외력에 대하여 진폭을 구하면 진폭이 크게 되는 외력의 진동수가 고유진동수이다. 여기서 자유진동만을 고려하여 식 (3.61)에서 외력  $f$  를  $f=0$  라 놓으면 식 (3.62)가 되며, 이것은 고유치 문제가 된다.

$$[K - \omega^2 M] = 0 \quad (3.62)$$

그러므로 식 (3.62)를 풀면 고유치와 고유벡터가 구해지고, 이것은 각각 그 계의 고유 각진동수와 비진폭을 주게 된다<sup>[33]</sup>.



--- This page is intentionally blanked ---



## 제 4 장 축계 베어링 반력 측정법

추진축계 정렬의 건전성을 확인하기 위한 대표적인 방법으로 유압잭을 이용하여 축계의 반력을 측정하는 방법과, 보다 분석적인 방법으로써 미리 결정해 놓은 축 부위에 부착한 스트레인 게이지를 이용하여 기관실 내/외 축 지지 베어링의 반력을 구하는 스트레인 게이지법이 있다. 본 장에서는 일반적으로 조선소에서 가장 많이 사용되고 있으며, 또한 이 연구에서 측정을 위해 수행한 두 가지 반력 측정방법에 대해 상세히 기술한다.

### 4.1 잭업법

잭업법(jack-up method)은 Fig. 4.1 과 같이 다른 계측법에 비해 단순한 장비와 작업의 용이성 때문에 실제 조선소에서 가장 많이 사용하는 방법이다. 또한 잭업법은 베어링 반력뿐만 아니라 축의 불균형(run-out)을 계측할 수 있고, 스트레인 게이지법으로 산출한 결과를 확인하는 교차검증수단으로서도 사용되고 있다. 유압잭으로 축을 해당 베어링의 인접한 곳에서 단위압력으로 밀어 올렸다 내리는 과정을 수행하면서 단계별로 형성된 잭업의 압력을 측정한다. 베어링 반력  $R$ 은 유압잭의 정보를 이용하여 식(4.1)과 같이 구할 수 있다.



Fig. 4.1 Example: Hydraulic jacking up and dial gage for measurement

$$R = PAC[N], \quad A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.1)$$

여기서,  $P$ 는 유압잭의 압력 [ $N/mm^2$ ],  $A$ 는 축과 유압잭의 접촉면적 [ $mm^2$ ],  $C$ 는 수정계수,  $D$ 는 유압잭 피스톤의 지름 [ $mm$ ]이다.

유압잭의 유압은 Fig. 4.2와 같이 내부마찰로 인하여 축을 들어 올릴 때가 축을 내릴 때보다 높다. 이 현상을 히스테리시스(hysteresis) 현상이라 한다.

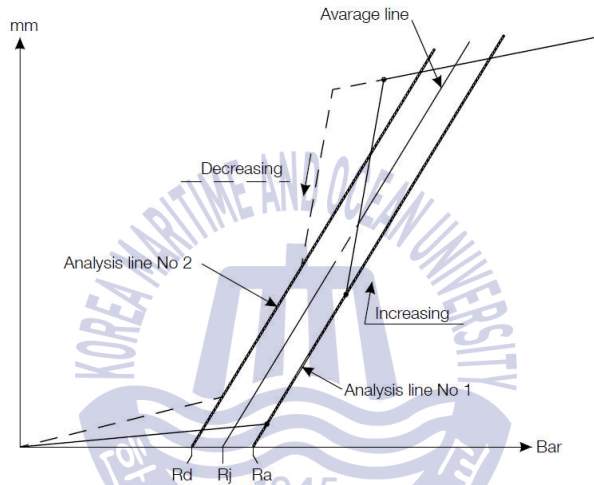


Fig. 4.2 Typical jack-up hysteresis curve

따라서 부하가 축을 밀어 올릴 때와 내릴 때 두 경우를 측정하여 이에 상응하는 곡선의 평균 기울기  $R_a$  및  $R_d$ 를 구하면 두 기울기의 평균( $R_j$ )이  $x$ 축과 만나는 점이 유압잭으로 계측한 지점에서의 압력  $P$ 가 된다. 참고로 유압잭은 비록 고정된 것이라 하더라도 구조부재의 강성과 실린더 내의 내부 마찰로 인해 게이지 상 압력 대비 10~20%의 오차가 있을 수 있음을 고려하여야 한다. 또한 유압잭을 통해 측정하는 것은 유압이며 내부 피스톤이 받는 하중이 아니므로 실린더 내의 내부 마찰로 인해 피스톤 하중과는 오차가 발생할 수 있으므로 숙련자의 경험이 중요하다. 따라서 필요한 경우, 유압잭과 축 사이에 스트레인 게이지의 일종인 로드 셀(load cell)을 설치하여 반력을 계측하기도 한다. 로드 셀은 피스톤이 받는 하

중을 직접계측 할 수 있기 때문에 교정한 유압잭 보다 정확한 반력을 얻을 수 있을 뿐만 아니라 히스테리시스 현상이 적은 장점이 있다. 그러므로 유압잭을 이용하여 반력측정 시 앞서 기술한 히스테리시스 현상 및 오차를 고려하여 유압을 안정적으로 올리는 것과 안정적으로 내리는 것이 중요하다. 또한, 측정은 적어도 15 단계에 걸쳐 10 ~ 15 bar 간격으로 실시할 것을 권장하며, 유압을 올릴 때에는 베어링의 상부간극이 0에 가까울 때까지 잭을 올리는 것이 좋다. 그리고 특히 측정시작과 끝부분(0 ~ 0.2 mm 범위)의 측정횟수가 많은 것이 보다 정확한 베어링 반력값을 얻기 위해 유리하다. 만약 베어링 반력이 무부하로 나타나거나 매우 작아 정확한 값을 추정하기가 어려운 경우 다이얼 게이지를 추가로 부착하여 측정 (Fig. 4.7 참조)하는 것을 권장하고 있다. 이렇게 측정된 점들을 연결하면 Fig. 4.3 과 같이 통상적으로 몇 개의 직선이 서로 다른 기울기를 가지는 형태의 곡선을 얻게 된다. 이러한 기울기의 변화는 축계의 지지상태가 변화하는 것을 의미한다. Fig. 4.3 에서 보이는 각 분기점(break point)과 선(line)이 가지는 의미는 다음과 같다<sup>[17]</sup>.

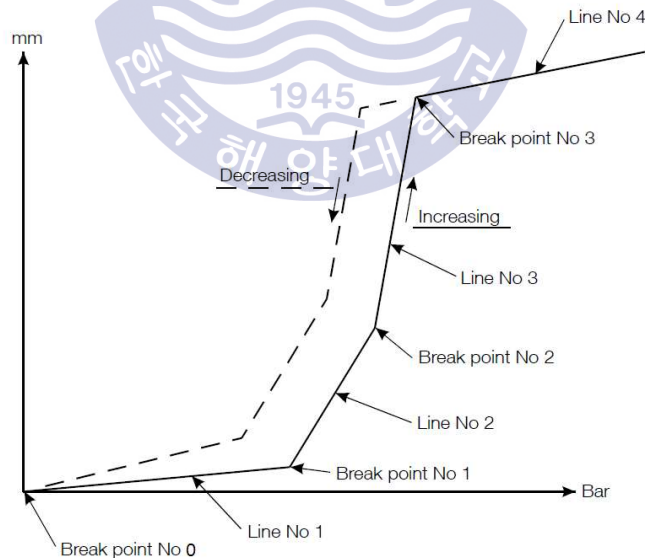


Fig. 4.3 Analysis of jack-up curves

- Break Point No. 0: 모든 부하가 대상 베어링에 있으며 아직 유압잭에는 부하가 없다.
- Line No. 1: 부하가 베어링과 유압잭에 있는 상태이다. 압력상승에 따라 부하가 베어링에서 유압잭으로 서서히 이동한다.
- Break Point No. 1: 모든 부하가 유압잭으로 이동했고, 대상 베어링은 부하로부터 벗어났다.
- Line No. 2: 압력을 올림에 따라 유압잭의 부하가 증가하고, 동시에 부하를 가지고 있는 인접한 베어링의 부하가 없어지기 시작한다.
- Break Point No. 2: 유압잭의 부하가 해당 베어링과 인접한 베어링까지 들어올릴 만큼 높으며 인접한 베어링도 부하로부터 벗어났다.
- Line No. 3: 압력을 올림에 따라 유압잭의 부하가 증가하고 동시에 부하를 가지고 있는 다른 인접한 베어링의 부하가 없어지기 시작한다.
- Break Point No. 3: 유압잭에 의해 축이 너무 높게 들어 올려져 대상 베어링 상부 간극이 없어지고 축이 베어링의 상부 커버(shell)에 닿고 있다.
- Line No. 4: 압력을 올려도 베어링 상부 커버가 축이 더 이상 올라가는 것을 막고 있다.

위에서 언급한 분기점들과 곡선의 의미를 정확한 이해하여야 측정치의 정확한 결과 분석이 가능하다. 특히 주기관 베어링의 경우 베어링간의 간격이 좁기 때문에 Fig. 4.3 과 같이 많은 분기점이 나올 수 있다. 이 경우, 처음 분기점(break point No.1)을 기준으로 그려진 선(line No. 2)의 중간 값( $R_j$ )을 측정 베어링의 반력을 계산하기 위한 기준 값으로 본다.

베어링 반력 측정을 위해 작업을 시작하기 전 다음의 항목을 확인하여야 한다.

(1) 2개의 최후부 주기관 베어링(aftmost & 2<sup>nd</sup> aftmost main bearing) 상부와 하부 간극을 0.05 mm 필러게이지를 사용하여 가능한 한 정확히 계측하고, 이를 공장 성적서(shop test report)와 비교한다. 만일 베어링 하부에 간극이 있다면 이는

해당 베어링이 무부하 상태임을 의미하므로, 이 경우 먼저 주기관 제작사의 기술 조언 하에 베어링이 다시 부하를 받을 수 있도록 조치(restore)해야 한다.

(2) 크랭크축 최후부 크랭크웹의 크랭크축 처짐량(crankshaft deflection) 확인; 크랭크축 처짐량이 허용치를 초과하는 경우는 과부하나 무부하 상태의 베어링이 있음을 의미한다.

(3) 추력베어링, 재킷 냉각수, 해수, 바깥 공기 및 엔진 아래 탱크의 온도 확인; 이는 온도 변화가 베어링 반력에 미치는 영향을 확인하는데 중요한 자료가 된다.

(4) 선박의 선수-선미 흘수; 이는 선박 적하 조건에 따른 선체변형량이 베어링 반력에 미치는 영향을 비교하는데 필요한 자료가 된다.

(5) 유압잭은 반드시 단단한 기초대나 매우 단단한 구조부재 위에 설치하여야 한다.

(6) 작업 수행 전 터닝기어를 이용하여 축을 수회 회전시키는 것이 좋다.

#### 4.1.1 주기관 최후부 베어링 측정 방법

Fig. 4.4 및 Fig. 4.5 와 같이 유압잭 아래 단단한 기초대를 설치하고 유압 잭 위 적당한 봉을 플라이 휠의 두 개의 기어 이(gear tooth) 아래에 설치 정렬한다. 정렬이 불완전할 경우 작은 모멘트와 각의 빗나감이 계측정밀도에 차이를 일으킬 수 있다는 것에 유의한다. 잘못된 정렬은 유압잭 내에서 더 많은 마찰을 일으키고 그것은 작업 곡선 상에 더 많은 히스테리시스를 야기시킨다. 다이얼 게이지를 Fig. 4.5 에서 나타내는 곳 중의 한 곳에 설치한 다음 저널이나 터닝휠의 수직 변위를 측정한다. 첫 번째 분기점은 Fig. 4.6 의 예와 같이 통상 0.03 ~ 0.15 mm 사이에서 나타난다. 만약 첫 번째 분기점이 0.25 mm 이후에 나타났다면, 그것은 최후부 베어링이 아닌 엔진 베어링이 들어 올려진 것으로, 결과적으로 주기관 최후부 베어링이 무부하 상태인 것을 의미한다. 이 경우 주기관 최후부 베어링에 대한 작업은 부하가 확인되기 전까지는 더 이상 수행할 수 없다.

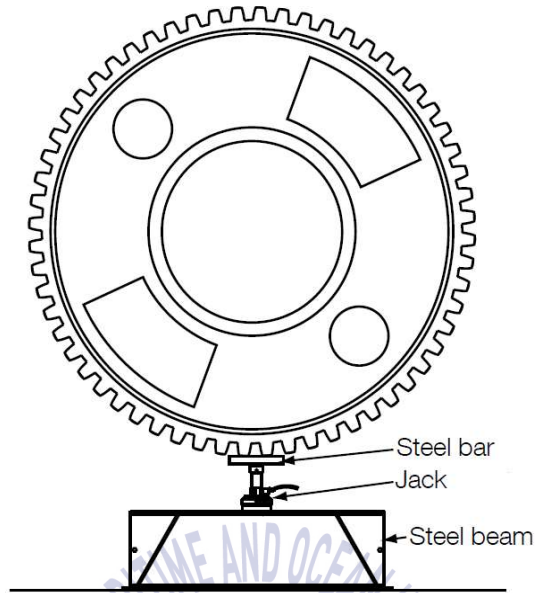


Fig. 4.4 Jack-up of the aftmost main bearing

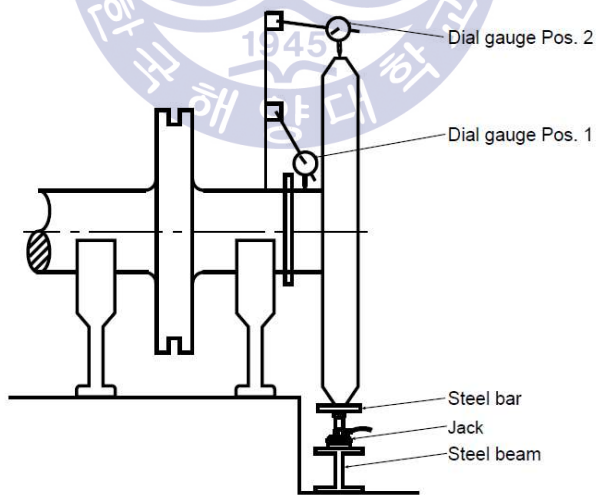


Fig. 4.5 Dial gage position for jack-up of the aftmost main bearing

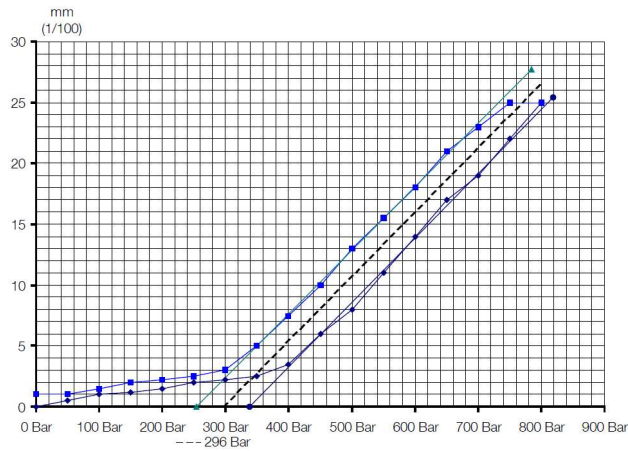


Fig. 4.6 Jack-up curve for main engine bearing

#### 4.1.2 주기관 베어링 측정 방법(최후부 베어링 외)

주기관 베어링 반력 측정을 위해 Fig. 4.7 과 같이 먼저 크랭크 암이 배기관 방향(exhaust side)으로 수평위치 방향이 되게 돌려놓은 후, 유압잭을 측정대상 베어링에 인접한 크랭크암 아래에 설치한다. .

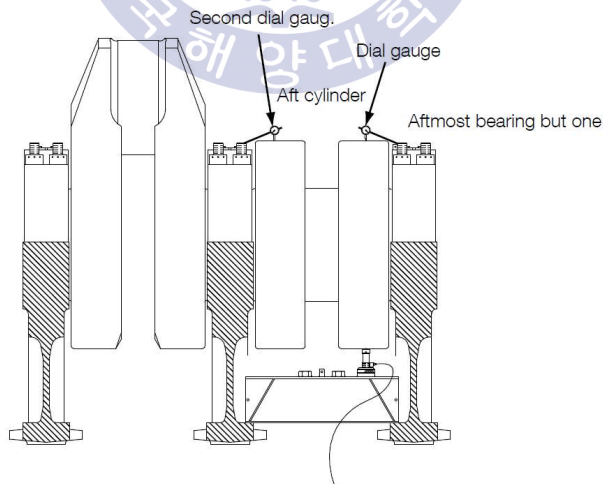


Fig. 4.7 Jack-up of main bearing except the aftmost main bearing



또한 주기관 베어링 캡 위에 다이얼 게이지를 설치하여 작업 시 발생하는 크랭크암의 수직 변위를 측정한다. 작업 중 들어올려지는 축의 최대량은 주기관 베어링의 상부 간극량(top-clearance)을 초과하지 않도록 한다.

주기관 베어링반력 측정에서의 첫 번째 분기점은 Fig. 4.6의 예와 같이 통상 0.03 ~ 0.10 mm 사이에서 나타난다. 만약 첫 번째 분기점이 Fig. 4.8의 예와 같이 0.15 mm 이후에 나타났다면, 해당 베어링은 무부하 상태인 것을 의미한다.

Table 4.1은 MAN Diesel & Turbo사의 엔진에서 주기관 베어링 반력에 대한 최대치와 최소치를 보여주고 있다<sup>[17]</sup>.

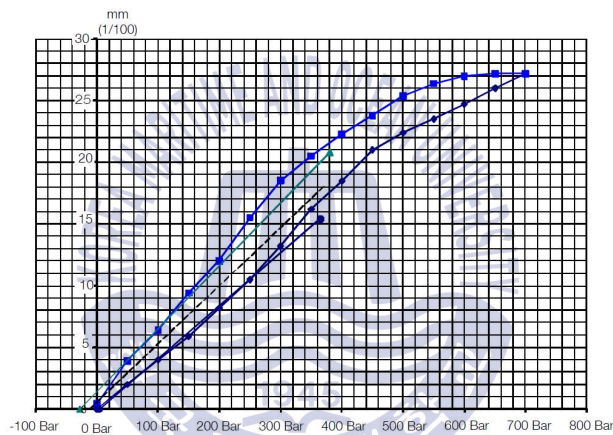


Fig. 4.8 Jack-up curve for unloaded condition

Table 4.1 Recommended static main bearing loads of MDT engines [kN]

Engine type	Main bearing		Aftmost engine bearing
	Max. reaction	Min. reaction	Max. reaction
S50MC-C8	291	15	291
S50ME-B9	321	16	321
S60MC-C8	420	21	420
S60ME-B8	420	21	420
S60ME-C	420	21	420
S60ME-GI	420	21	420
G60ME-C9	488	24	488
G80ME-C9	784	39	784
Minimum reaction for aftmost engine bearing is zero.			

최후부 주기관 베어링반력의 최소치는 0이며 나머지 베어링의 최소치는 대략적으로 최대치의 5%임을 알 수 있다.

Table 4.2는 Wärtsilä사의 엔진에서 주기관 베어링에 대해 권장하는 부하를 나타내고 있다<sup>[19]</sup>. Wärtsilä사의 경우 No. 1 주기관 최후부 베어링(mb1) 반력의 최소치를 엔진 형식별로 지정하고 있다. 또한 No. 2 주기관 최후부 베어링(mb2) 반력은 표에 제시된 범위 내에 있어야 하며, No. 3 주기관 최후부 베어링(mb3)의 반력은 계산된 No. 2 주기관 최후부 베어링(mb2) 반력의 최소 90%이상 이 되도록 설치할 것을 권고하고 있다.

Table 4.2 Recommended static main bearing loads of Wärtsilä engines[kN]

Engine type	Aftmost engine bearing mb1	mb2	mb3
RTA48T/T-B	min. 20	70 to 170	*1)
RTA50-B/-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 calculated static load of mb3 needs to be at least 90% of the static load which is calculated for mb2.			

### 4.1.3 선미관 선수베어링과 중간축 베어링의 측정 방법

유압잭의 설치위치는 축계 설계위치에 따라 정해지지만, 측정방법은 앞 절과 유사하다. 선미관 선수베어링과 중간축 베어링은 주기관 베어링의 부하에 비해 상대적으로 베어링 부하가 적으므로, 측정을 위해 사용하는 유압잭은 주기관 베어링을 위한 유압잭보다 통상적으로 작다. Fig. 4.9는 중간축 베어링 반력측정을 위한 잭업과 다이얼 게이지의 설치 위치를 보여주고 있다.

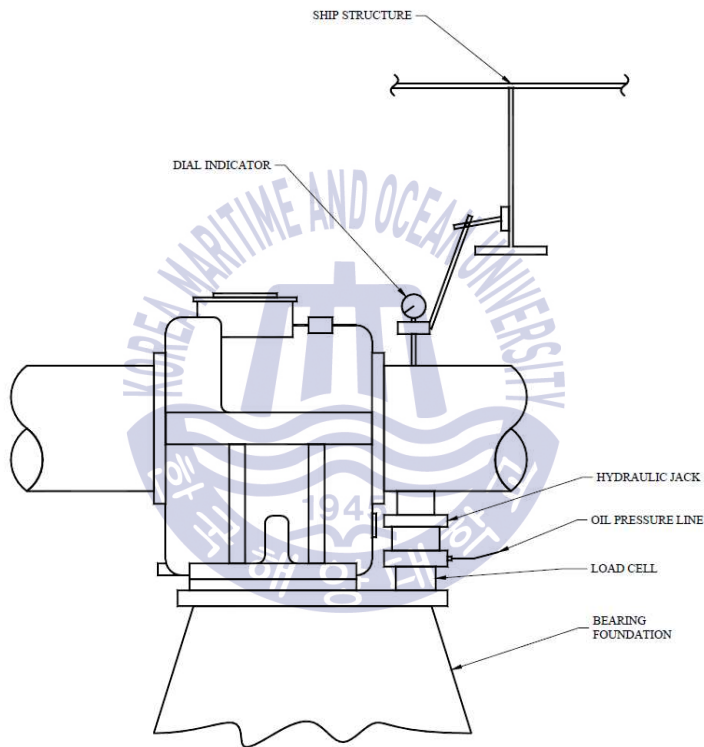


Fig. 4.9 Jack-up of intermediate shaft bearing

일반적으로 선미관 베어링과 중간축 베어링의 경우 베어링간의 거리가 충분히 멀어 잭업 계측시 인접한 베어링들에게 별다른 영향을 주지 않는다. 따라서 분기점을 결정하는 것이 다른 베어링들에 비해 매우 용이한 편이다. 첫 번째 분기점은 Fig. 4.10의 예와 같이 통상 0.05 ~ 0.25 mm 사이에서 나타난다.

잭업법의 정확성은 측정 시의 주변환경, 데이터 추출을 위한 장비의 성능 및 작업자의 경험에 매우 큰 영향을 받는다. 일반적으로 대상 베어링의 부하가 높을 수록 정확성이 높으며 높은 부하에서 계산치와 측정치가 약  $\pm 15\%$  이내이면 목적을 충분히 달성한 것으로 볼 수 있다.

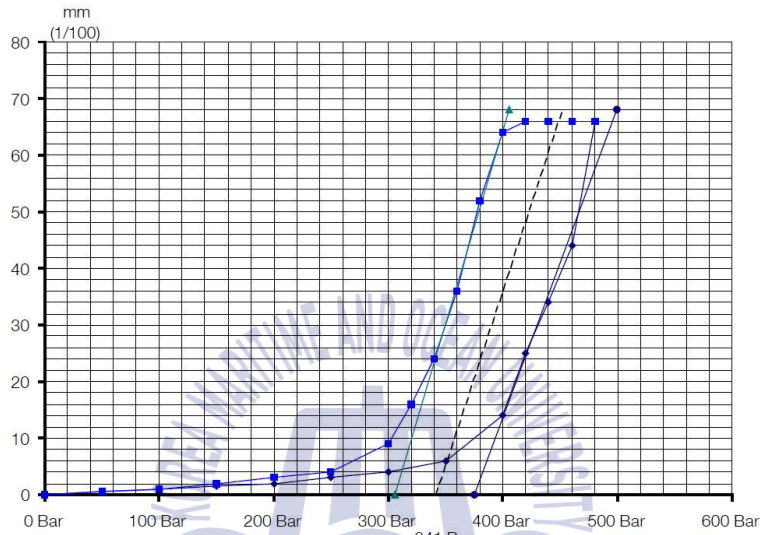


Fig. 4.10 Jack-up curve for intermediate shaft bearing

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

잭업 반력  $R_j$ 는, 만약 베어링이 없다면 그 위치에서 축을 유지하기 위해서 필요로 하는 힘이다. 반력  $R_j$ 를 결정하기 위해서 먼저 Fig. 4.2의 선 1 및 2와 같이 입력된 점을 통한 두 개의 직선이  $x$ 축과 만나는 교점 ( $R_a$ ,  $R_d$ )을 찾는다. 이때, 선 1과 선 2는 대략 같은 기울기를 가져야 한다. Fig. 4.2에서  $R_a$ 는 선 1에서의 반력이고,  $R_d$ 는 선 2에서의 반력이다. 여기서 잭업 반력은 식 (4.2)와 같이 구할 수 있다.

$$R_j = \frac{R_a + R_d}{2} \quad (4.2)$$

베어링 반력  $F_b$ 는 유압잭이 베어링의 중심에서 떨어져 있으므로  $R_j$ 과는 약간 차이가 있다. 따라서 떨어진 거리만큼의 반력보정이 필요하다. 즉, 베어링 반력  $F_b$ 는 식(4.3)과 같다.

$$F_b = CR_j \quad (4.3)$$

수정계수  $C$ 의 계산방법은 다음과 같다. 먼저 유압잭을 축계를 지지하는 추가 베어링으로 간주하고, 축계정렬 프로그램에 의한 별도의 계산을 수행한다. Fig. 4.11에 따라 유압잭에 대한 영향계수(influence number) 중 유압잭에 대한 베어링의 영향계수를  $R_{bj}$ , 유압잭 자신의 영향계수를  $R_{jj}$ , 베어링 반력을  $F_b$ , 잭업 반력을  $R_j$ 라 하고 유압잭의 변위를  $Y_j$ 라 하면 식(4.4)와 같이 나타낼 수 있다.

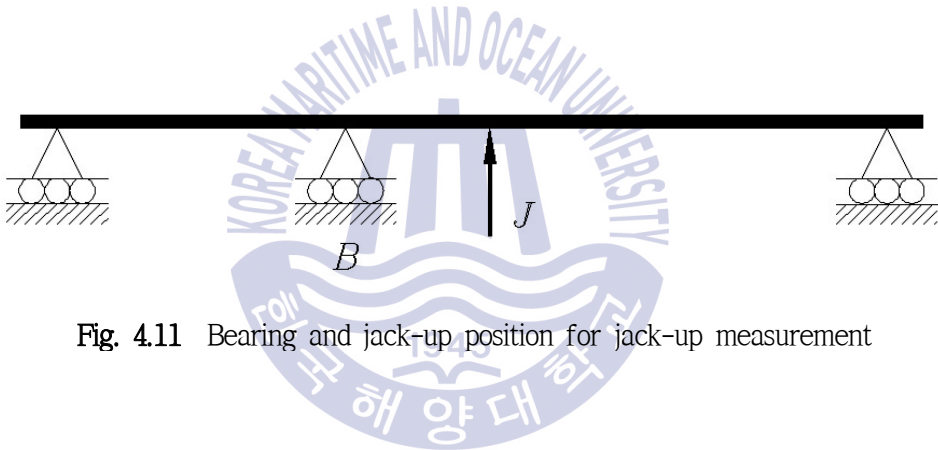


Fig. 4.11 Bearing and jack-up position for jack-up measurement

$$\left. \begin{aligned} R_j &= Y_j R_{jj} \\ F_b + Y_j R_{bj} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

식(4.4)를  $F_b$ 에 관하여 정리하면 식(4.5)와 같이 된다.

$$F_b = -R_j \left( \frac{R_{bj}}{R_{jj}} \right) \quad (4.5)$$

따라서 베어링 반력  $F_b$ 는 잭업 반력  $R_j$ 에  $-R_{bj}/R_{jj}$ 의 크기를 갖는 계수를 곱하

여 줌으로서 구할 수 있으며, 이를 수정계수(correction factor)라 한다<sup>[33]</sup>.

#### 4.1.5 잭업 데이터를 이용한 축 불균형(run-out)량 계산 방법

잭업법은 또한 축을 90° 간격으로 회전시켜 반력을 측정함으로써 축의 휨(bent)을 감지하거나 축의 불균형량을 확인하는데 유용한 방법으로 사용할 수 있다. 축의 휨은 축의 원주방향으로 반력측정 시 현저한 반력의 차이를 보이는가의 여부로 판별할 수 있다. 또한 잭업 지점에서의 축 불균형량(TIR; Total Indicated Runout)은 잭업 데이터를 이용하여 다음 식(4.6)에 따라 계산할 수 있다<sup>[36]</sup>.

$$TIR = \frac{\sqrt{(R_0 - R_{180})^2 + (R_{90} - R_{270})^2}}{R_{jj}} \quad [\text{mm}] \quad (4.6)$$

여기서,  $R_0$ ,  $R_{90}$ ,  $R_{180}$ ,  $R_{270}$ 은 각각 0°, 90°, 180°, 270°에서 측정한 베어링의 반력[N]이고,  $R_{jj}$ 는 유압잭 자신의 영향계수[N/mm]이다.

## 4.2 스트레인 게이지법

스트레인 게이지법은 선박의 추진축계 전체를 진수상태(afloat)에서 계측할 수 있는 유일한 방법이며, 정적인 상태에서만 적용 가능한 타 측정법과는 대조적으로 선박 운전상태에 관계없이 보다 정확하게 실시간으로 축계 정렬상태를 평가할 수 있는 방법으로 간주되고 있다. 또한 잭업법으로 베어링 반력 측정이 곤란한 경우 이를 보완할 수 있는 방법으로도 사용이 가능하다.

스트레인 게이지법은 본질적으로 보(flexural beam) 이론을 통해 모멘트, 반력 등의 축계 정렬상태에 관한 정보를 제공하는 방법이다. 게이지를 통해 계측한 변형률(strain)로부터 축의 굽힘모멘트를 공식에 의해 산출하고, 이를 이용하여 축계 지지베어링의 반력을 구한다. 베어링 반력에 관한 검증된 계산방법으로 자유물체도법(free body diagram method)에 근거한 방법<sup>[40],[41]</sup>과 모멘트 정리법에 근거한 방법<sup>[42]</sup>이 있다. 일반적으로 식(4.7)과 같이 축계에 대한 2개의 정적 평형방정식을 제외하고, n개의 베어링으로 지지되어 있는 축에는 정적으로 (n-2)개의 부정방정식이 된다.

$$\left. \begin{array}{l} \sum M=0 \\ \sum F=0 \end{array} \right\} \quad (4.7)$$

그러므로 부정방정식 풀이를 통한 베어링 반력 계산을 위해서는 (n-2)개 이상의 지점에서 계측하여 계산한 굽힘모멘트 값이 필요하다. 자유물체도법은 Fig. 4.12와 같이 축을 최소 (n-2)개의 스트레인 게이지가 부착된 지점에 따라 적절하게 분리한다.

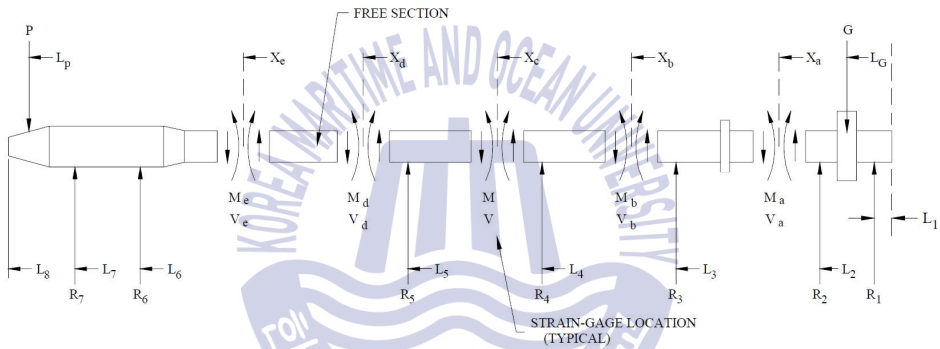


Fig. 4.12 Free body diagram for strain gage method

여기서,

- $R_n$  : 베어링 반력
- $L_n$  : 축 선수단에서부터의 거리
- $X_i$  : 스트레인 게이지 위치까지의 거리
- $M_i$  : 축의 굽힘모멘트, 시계방향(+)
- $V_i$  : 축의 전단력, 상방(+)
- $P$  : 프로펠러의 중량
- $G$  : 기어의 중량

$U(X)$  : 단위 길이 당 축의 중량

Fig. 4.12에서와 같이 분리된 축 섹션 위치가(스트레인 게이지 설치를 위한) 접근이 가능한 경우 베어링과 베어링 사이에 1개의 스트레인 게이지( $X_a, X_b$ )를 설치하며, 선미관 부와 같이 접근이 불가능한 경우에는 그 다음 베어링과 베어링 사이에 2개의 스트레인 게이지( $X_d, X_e$ )를 설치한다. 스트레인 게이지 정보로부터 산출한 굽힘모멘트는 식(4.7)과 함께 식(4.8)부터 식(4.31)을 이용하여 각 섹션의 베어링 반력과 전단력을 계산하는데 사용된다.

(1) 감속기어 섹션

$$\sum M_{R_1} = 0 = M_a + V_a(x_a - L_1) + R_2(L_2 - L_1) - G(L_G - L_1) - \int_{L_1}^{x_a} x u(x) dx + \int_0^{L_1} x u(x) dx \quad (4.8)$$

$$R_2 = \frac{1}{L_2 - L_1} \left\{ -M_a - V_a(x_a - L_1) + G(L_G - L_1) + \int_{L_1}^{x_a} x u(x) dx - \int_0^{L_1} x u(x) dx \right\} \quad (4.9)$$

$$\sum F = 0 = V_a + R_2 - G + R_1 - \int_0^{x_a} u(x) dx \quad (4.10)$$

$$R_1 = -V_a - R_2 + G + \int_0^{x_a} u(x) dx \quad (4.11)$$

(2) 3번 베어링이 있는 축의 섹션

$$\begin{aligned} \sum M_a &= 0 \\ &= M_b - M_a + V_b(x_b - x_a) + R_3(L_3 - x_a) - \int_{x_a}^{x_b} x u(x) dx \quad (4.12) \end{aligned}$$



$$R_3 = \frac{-M_b + M_a - V_b(x_b - x_a) + \int_{x_a}^{x_b} x u(x) dx}{(L_3 - x_a)} \quad (4.13)$$

$$\sum F=0 = V_b + R_3 - V_a - \int_{x_a}^{x_b} u(x) dx \quad (4.14)$$

$$V_a = V_b + R_3 - \int_{x_a}^{x_b} u(x) dx \quad (4.15)$$

(3) 4번 베어링이 있는 축의 섹션

$$\begin{aligned} \sum M_b = 0 \\ = M_c - M_b + V_c(x_c - x_b) + R_4(L_4 - x_b) - \int_{x_b}^{x_c} x u(x) dx \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$R_4 = \frac{-M_c + M_b - V_c(x_c - x_b) + \int_{x_b}^{x_c} x u(x) dx}{(L_4 - x_b)} \quad (4.17)$$

$$\sum F=0 = V_e + R_4 - V_b - \int_{x_b}^{x_c} u(x) dx \quad (4.18)$$

$$V_b = V_e + R_4 - \int_{x_b}^{x_c} u(x) dx \quad (4.19)$$

(4) 5번 베어링이 있는 축의 섹션

$$\begin{aligned} \sum M_c = 0 \\ = M_d - M_c + V_d(x_d - x_c) + R_5(L_5 - x_c) - \int_{x_c}^{x_d} x u(x) dx \end{aligned} \quad (4.20)$$

$$R_5 = \frac{-M_d + M_c - V_d(x_d - x_c) + \int_{x_c}^{x_d} x u(x) dx}{(L_5 - x_c)} \quad (4.21)$$

$$\sum F=0 = V_d + R_5 - V_e - \int_{x_c}^{x_d} u(x) dx \quad (4.22)$$

$$V_c = V_d + R_5 - \int_{x_c}^{x_d} u(x) dx \quad (4.23)$$

(5) 자유 섹션

$$\sum M_d = 0 = M_e - M_d + V_e(x_e - x_d) - \int_{x_d}^{x_e} u(x) dx \quad (4.24)$$

$$V_e = \frac{-M_e + M_d + \int_{x_d}^{x_e} x u(x) dx}{(x_e - x_d)} \quad (4.25)$$

$$\sum F=0 = V_e - V_d - \int_{x_d}^{x_e} u(x) dx \quad (4.26)$$

$$V_d = V_e - \int_{x_d}^{x_e} u(x) dx \quad (4.27)$$

(6) 선미관 섹션

$$\begin{aligned} \sum M_6 = 0 = & -P(L_p - L_6) + R_7(L_7 - L_6) + V_e(L_6 - x_e) - M_e \\ & + \int_{x_e}^{L_6} x u(x) dx - \int_{L_6}^{L_8} x u(x) dx \end{aligned} \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} R_7 = \frac{1}{L_7 - L_6} \{ & P(L_p - L_6) - V_e(L_6 - x_e) + M_e \\ & - \int_{x_e}^{L_6} x u(x) dx + \int_{L_6}^{L_8} x u(x) dx \} \end{aligned} \quad (4.29)$$

$$\sum F=0 = -P + R_7 + R_6 - V_e - \int_{x_e}^{L_8} u(x) dx \quad (4.30)$$

$$R_6 = P - R_7 + V_e + \int_{x_e}^{L_8} u(x) dx \quad (4.31)$$

인접한 곳에 베어링이 없는 축의 자유 섹션(free section)은 부정방정식 형태가 되기 때문에 평형방정식을 푸는 시작점이 된다. 자유물체도법은 접근이 불가능한 지점에서 스트럿 베어링이 설치되어 있는 선박의 경우 등과 같이 선미관 베어링을 포함한 3개 이상의 베어링이 연속하여 있는 경우에는 사용할 수 없다. 이 경우에는 모멘트 정리법을 사용해야 한다.

#### 4.2.1 축계 굽힘모멘트 산출 방법

스트레인 게이지는 각종 산업분야에서 물체가 인장이나 압축을 받을 때 발생하는 변형량을 측정할 수 있는 센서이다. 본 연구에서 사용한 저항선 스트레인 게이지는 Fig. 4.13 과 같이 절연체 베이스 위에 와이어(wire) 또는 포일(foil) 형태로 저항선을 설치한 형태이고, 정확한 측정을 할 때 사용한다.

이것의 원리를 간단히 설명하면 Fig. 4.14 와 같다. 스트레인 게이지에 외부로부터 힘을 가하면 식(4.32)와 같은 무차원의 변형률(strain)이 발생하고, 이 변형만큼 스트레인 게이지에 변형이 일어나게 되어 그 내부의 저항값이 변하게 된다.

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (4.32)$$

이 게이지들을 적당한 전기회로로 구성하여 회로의 입력부분에 일정한 전압을 걸어 놓으면 회로 내의 게이지 저항 값이 변화할 때 회로 출력부분의 전압이 변화하게 되는데, 이 변화하는 전압이 바로 물체의 변형에 비례하는 값이 된다.

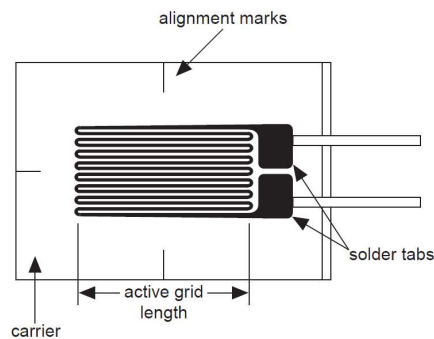


Fig. 4.13 Bonded metallic bending strain gage

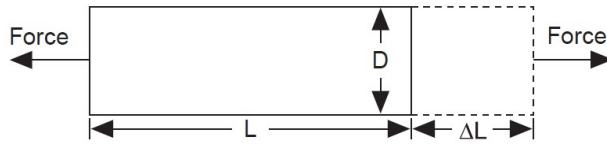


Fig. 4.14 Definition of strain

스트레인 게이지법에 사용되는 일반적인 휘스톤 브릿지회로(wheatstone bridge) 구성 방법에는 게이지의 부착 개수에 따라 1게이지(quarter bridge), 2게이지(half bridge), 4게이지(full bridge)법 등이 있다. 통상 스트레인 측정시 2게이지법이(비록 4게이지 구성법이 감도를 더 높일 수 있지만) 온도 변화에 의한 영향과 축의 횡방향 및 종방향 하중의 영향을 최소화 할 수 있고 설치 시간 대비 효용성에서 적절하므로 본 연구에서는 Fig. 4.15 와 같은 형태의 2게이지법을 이용하였다.

축의 모멘트를 구하기 위해서는 축을 360° 만큼 회전시키면 되고, 이때의 변형량은 축 회전각도에 따른 값으로 나타낼 수 있다. Fig. 4.16 은 이러한 회전각에 따른 변형량의 변화 예이다.

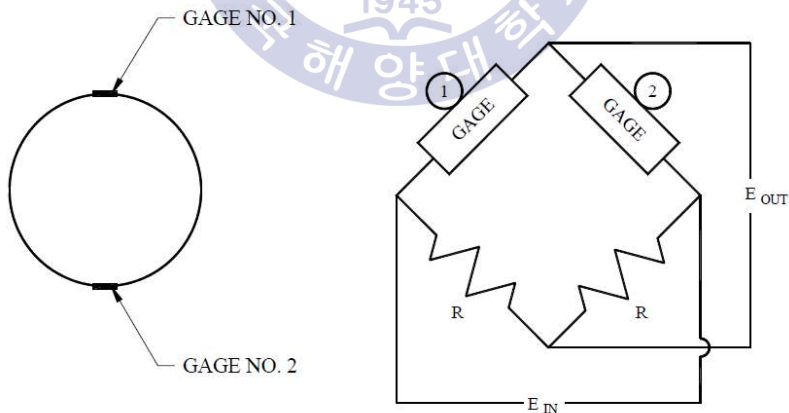


Fig. 4.15 Two gages configuration

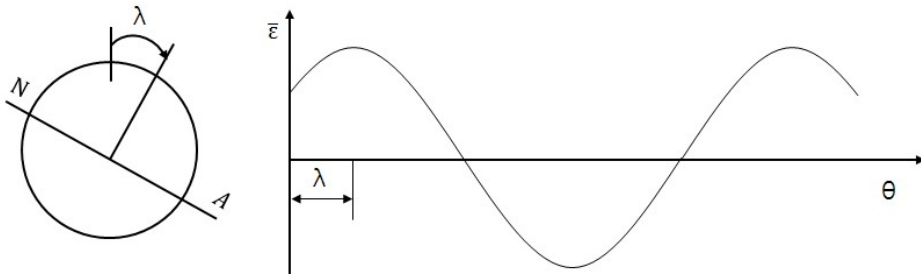


Fig. 4.16 Typical strain curve at shaft

이러한 사인과 형상의 변형량은 굽힘모멘트, 축의 중립축과 스트레인 게이지 사이의 거리와 밀접한 관련이 있는데 이 관계를 수식으로 표현하면 식(4.33)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\varepsilon = \varepsilon_a \cos(\theta + \lambda) + \bar{\varepsilon} \quad (4.33)$$

여기서,  $\varepsilon_a$ 는 변형량 진폭(strain amplitude)을 나타내며,  $\theta$ 는 수직 방향과 게이지 사이의 각도,  $\lambda$ 는 수직방향과 중립축(N-A; Neutral Axis)에 대한 수직축 사이의 각도,  $\bar{\varepsilon}$ 는 평균변형량(average strain)을 나타낸다. 축응력  $\sigma$ 는 축 표면의 단축응력(uniaxial stress) 계산에 사용되는 보의 관계식을 적용함으로써 식(4.34)와 같이 구할 수 있다.

$$\sigma = E\varepsilon_a = \frac{M_b c}{I} \quad (4.34)$$

여기서,  $\varepsilon$ 은 변형량,  $M_b$ 는 축의 굽힘모멘트,  $E$ 는 탄성 계수(Young's Modulus),  $I$ 는 축의 단면 2차 모멘트,  $c$ 는 축 단면의 반지름을 나타낸다.

중공축 및 중실축에서  $I$ 는 각각  $I = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{64}$ ,  $I = \frac{\pi d_o^4}{64}$ , 이며  $c = \frac{d_o}{2}$  이므로 (여기서,  $d_o$  : 외경,  $d_i$  : 내경) 식(4.34)는 식(4.35)와 같이  $M_b$ 항으로 정리할 수 있다.

$$M_b = E \frac{\pi}{32} \frac{(d_o^4 - d_i^4)}{d_o} \varepsilon, \quad M_b = E \frac{\pi d_o^3}{32} \varepsilon, \quad M_b = \sigma Z \quad (4.35)$$

여기서,  $Z$ 는 축의 단면계수를 나타내며, 이들 관계식으로부터 수직과 수평 모멘트를 나타내면 식 (4.36) 및 식 (4.37)과 같이 된다.

$$M_v = \frac{I}{c} E \varepsilon_a \cos \lambda = Z \sigma \cos \lambda \quad (4.36)$$

$$M_h = \frac{I}{c} E \varepsilon_a \sin \lambda = Z \sigma \sin \lambda \quad (4.37)$$

이러한 절차를 거치는 이유는 대부분 산출되는 모멘트 값은 합성치로서 큰 수직 모멘트와 작은 수평모멘트를 동시에 포함하고 있기 때문이다. 실제로 축 정렬 상태를 파악하기 위해 베어링 반력을 측정할 경우에는 수직방향 모멘트만 필요하다. 따라서 이러한 수직과 수평모멘트의 분리를 통해서 정확한 수직방향 모멘트를 구할 수 있다. 또한 선박의 운항 시 스트레인 게이지에서 계측한 성분을 수직과 수평성분으로 나누어 궤도선도(orbit)로 나타낼 수 있는데, 이를 통해 정적상태 대비 운전 시의 축의 굽힘방향의 양상을 파악할 수 있다.

축의 굽힘모멘트를 계산하는 과정에서 측정의 정확도에 영향을 주는 몇 가지 인자들은 다음과 같다<sup>[41]</sup>.

(1) 게이지 정렬불량(gage misalignment)

축방향 게이지의 정렬불량으로 인한 단축응력오차는  $(1 - \cos 2\alpha)$ 로 표현할 수 있다. 게이지간 정렬은 최대  $2^\circ$  이내로 설치하는 것이 중요하다. 게이지 정렬불량을 줄이기 위해 모든 게이지가 일직선상에 있도록 설치하는 것이 중요하고,  $180^\circ$  반대편에 정확히 설치하는 것이 중요하다. 따라서 정확한 중심선을 측정한다면 다음 게이지를 부착하여야 한다.

(2) 게이지 상수의 변화(gage factor variation)

게이지 상수는 게이지 브릿지 전압의 출력을 변화시키며, 스트레인 게이지 측정값의 정밀성에 직접적으로 영향을 준다. 일반적으로 게이지 상수의 오차는

±0.5% 이내에 있다. 이 게이지 상수는 메이커에서 공급한다. 따라서 스트레인 게이지 프로그램에 입력시에 정확한 값을 입력하는 것이 중요하다.

### (3) 장비의 감도(instrumentation sensitivity)

본 연구에서 사용한 장비는 측정 가능한 최대 범위를 사용할 경우 약 ±1 %의 오차범위를 가지고 있다.

### (4) 축 재료의 특성

탄성계수는 변형 계측치로부터 모멘트를 계산할 때 필요하다. 축 재료인 강 of 탄성계수는 203 ~ 210 GPa로 다양하지만 이는 일반적인 경우 알려진 값을 주로 사용하며 특별한 경우를 제외하고는 탄성계수 측정을 별도로 하지는 않는다. 본 연구에서는 210 GPa의 탄성계수를 이용하였으며 예상되는 오차범위는 2% 정도이다. 따라서 예상되는 최대 스트레인 오차  $\eta$ 는 식(4.38)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = (1 - \cos 2\alpha) \frac{\varepsilon_a (1 - \nu)}{2} \pm \frac{1}{C_F} \times 10^{-6} \quad (4.38)$$

브릿지 게이지 회로 계수  $C_F$ 는 스트레인 게이지 회로 구성방식에 따라 1, 2 또는 4를 적용하게 되며 이를 바탕으로 탄성계수의 오차를 포함한 모멘트에 대한 오차는 식(4.39)와 같이 표현할 수 있다.

$$m = \frac{EI}{c} \left\{ (1 - \cos 2\alpha) \frac{\varepsilon_a (1 - \nu)}{2} \pm 0.005\varepsilon_a \pm \frac{1}{C_F} \times 10^{-6} \pm 0.02\varepsilon_a \right\} \quad (4.39)$$

여기서  $c$ 는 축단면의 반지름을 나타낸다. 만일 스트레인 게이지가 작은  $\alpha$ 값을 가지며 정렬이 잘 된 경우 모멘트 오차는 식(4.40)과 같이 간략히 표현할 수 있다.

$$m = \pm 0.025M_b \pm \frac{EI}{cC_F} \times 10^{-6} \quad (4.40)$$

## 4.2.2 스트레인 게이지법을 이용한 실제 베어링 지지하중 계산 방법

### (1) 모멘트 평형 방정식 수립

이 항에서는 베어링 지지하중 계산시 필요한 모멘트 평형방정식 수립에 필요한 일반적인 식에 대해서만 설명<sup>[83]</sup>하고, 본 논문 대상 선박에 관한 식은 제7장에서 기술한다. Fig. 4.17은 축계 지지베어링 반력  $R_1$ ,  $R_2$ 를 구하기 위한 개념도이다.

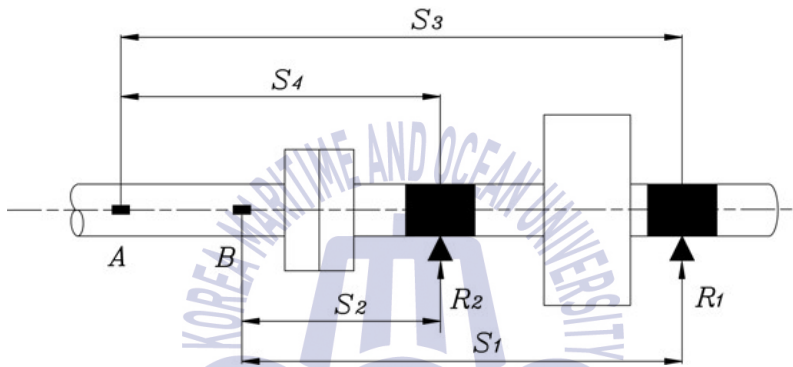


Fig. 4.17 Layout diagram of bearing and strain gage installation

여기서 A, B는 스트레인 게이지 부착위치를 나타내며, 각 게이지로부터  $R_1$ ,  $R_2$ 까지의 거리를 각각  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$ ,  $S_4$ 라고 정의한다. A, B에서 측정된 스트레인값으로 계산한 굽힘모멘트를 각각  $M_A$ ,  $M_B$ 라 하고 축의 중량에 의한 모멘트를 각각  $\overline{M}_A$ ,  $\overline{M}_B$ 라 하면 A, B점의 모멘트 평형방정식을 식(4.41) 및 식(4.42)와 같이 수립할 수 있다.

$$M_A = R_1 S_1 + R_2 S_2 + \overline{M}_A \quad (4.41)$$

$$M_B = R_1 S_3 + R_2 S_4 + \overline{M}_B \quad (4.42)$$



따라서 식(4.41) 및 식(4.42)를  $R_1$ ,  $R_2$ 에 대하여 정리하면 식(4.43) 및 식(4.44)와 같이 된다.

$$R_1 = \frac{(M_A - \overline{M}_A)S_4 - (M_B - \overline{M}_B)S_2}{S_1S_4 - S_2S_3} \quad (4.43)$$

$$R_2 = \frac{(M_B - \overline{M}_B)S_1 - (M_A - \overline{M}_A)S_3}{S_1S_4 - S_2S_3} \quad (4.44)$$

즉,  $M_A$ ,  $M_B$  를 계산하고  $\overline{M}_A$ ,  $\overline{M}_B$ 를 계산하면 식(4.43) 및 식(4.44)로부터  $R_1$ ,  $R_2$ 를 구할 수 있다.

## (2) 축계정렬 프로그램 이용

이 방법은 축계를 축계정렬 프로그램을 이용하여 스트레인 게이지 설치위치를 포함한 여러 개의 요소로 모델링하여 계산한 후 굽힘모멘트 계산결과를 계측치와 비교하여 일치하는 상태에서의 베어링 반력을 추정하는 방법이다. 상세 절차는 다음과 같다.

(1) Fig. 4.18 와 같이 프로그램을 이용하여 추진 축계를 스트레인 게이지가 설치되어 있는 위치를 포함하여 축을 여러 개의 요소로 모델링 한다.

(2) 분할한 모델링 데이터에 대해 프로그램을 이용하여 각 요소에서의 굽힘모멘트와 굽힘모멘트 선도를 구한다.

(3) Fig. 4.19 와 같이 구한 굽힘모멘트와 계산한 굽힘모멘트가 일치하는 경우가 될 때까지 계산을 반복하고 일치하는 경우에서의 베어링 반력을 실제 축계 지지 베어링의 반력으로 추정한다.

이와 같이 프로그램을 이용하면 실제 측정하지 않은 엔진 안에 있는 주기관 베어링의 반력도 어느 정도 추측할 수 있다는 장점이 있으며, 아울러 스트레인 게이지법 뿐만 아니라 잭업법에 의한 베어링반력 계측결과와의 상호 비교를 통하여 유효성을 충분히 검증할 수 있다.

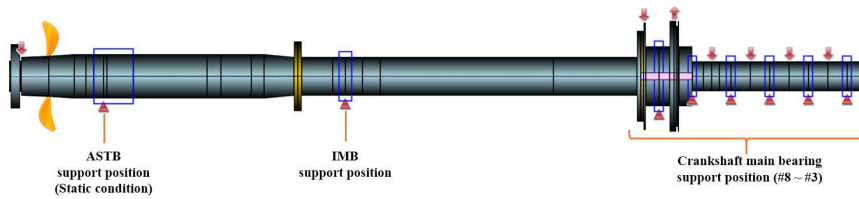


Fig. 4.18 Shaft alignment model for calculation

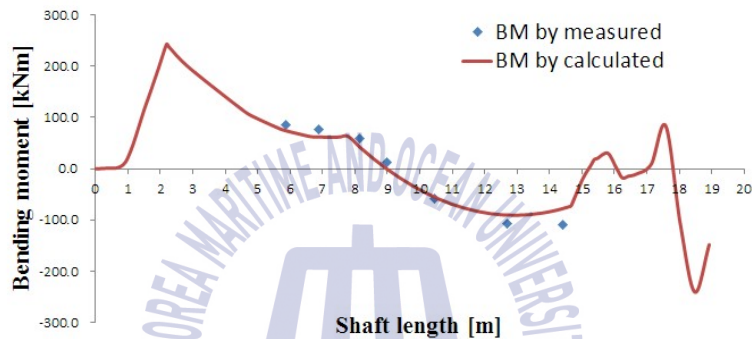


Fig. 4.19 Bending moment comparison between calculated with measured

### 4.2.3 스트레인 게이지법을 이용한 축 불균형(run-out)량 계산

스트레인 게이지법으로 축의 불균형량을 측정하는 것은 쉽게 사용할 수는 없지만, 잭업법과 함께 교차검증의 목적으로 사용할 수 있으므로 본 절에서 간략하게 소개한다.

측정치로부터 축 불균형량을 계산하는 방법은 식(4.45)와 같으며, 이에 따른 변형량이 4 마이크로 스트레인(microstrain( $\mu$ ); 통상 변형율의 단위는 무차원) 미만인 경우 부정적인 영향은 없는 것으로 볼 수 있다<sup>[36]</sup>.

$$\varepsilon_{\text{runout}} = (\varepsilon_{90^\circ} + \varepsilon_{270^\circ}) - (\varepsilon_{0^\circ} + \varepsilon_{180^\circ}) \quad (4.45)$$

여기서,  $\varepsilon_\theta$ 는 축 회전 중 수직방향과 게이지 사이의 각도를 의미한다.

--- This page is intentionally blanked ---



## 제 5 장 선체변형을 고려한 추진축계 안정성 평가

이 장에서는 본 연구의 대상선박인 5만톤급 석유화학제품 운반선에 대하여 선체 변형이 축계에 미치는 영향을 파악하기 위하여 선미구조부의 유한요소해석을 실시하여 선체 변형치를 예측하고, 구조해석으로 얻은 축계의 상대변위를 이용하여 축계 정렬 해석을 수행하였다. 구조해석은 선박의 통상 운항조건에서 변형이 최대가 되는 흘수변화를 고려하여 경하중, 만재하중의 2개 조건에서 수행하였다.

### 5.1 선체변형을 고려한 축계정렬 해석 방법

Fig. 5.1 및 Table 5.1 은 본 연구의 대상인 선박의 일반배치도 및 주요사항을 나타내었다.

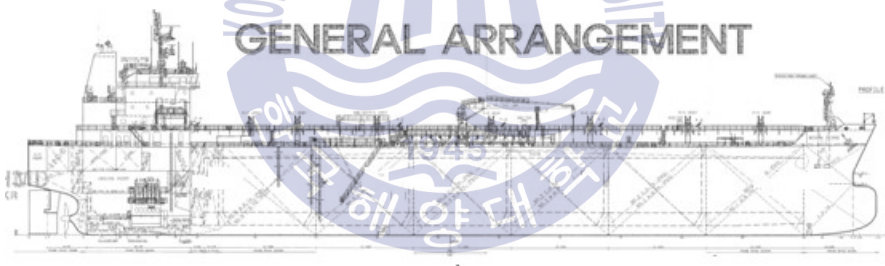


Fig. 5.1 General arrangement of the ship

Table 5.1 Principle dimension of the ship

Length O.A [m]	183.1
Length B.P [m]	174.0
Breadth MLD [m]	32.2
Depth MLD [m]	19.1
Draft design MLD [m]	11.0
Draft scantling MLD [m]	13.2

또한 Fig. 5.2 및 Table 5.2 에 본 연구에 이용한 실선의 축계배치도 및 축계의 주요 규격을 나타내었다.

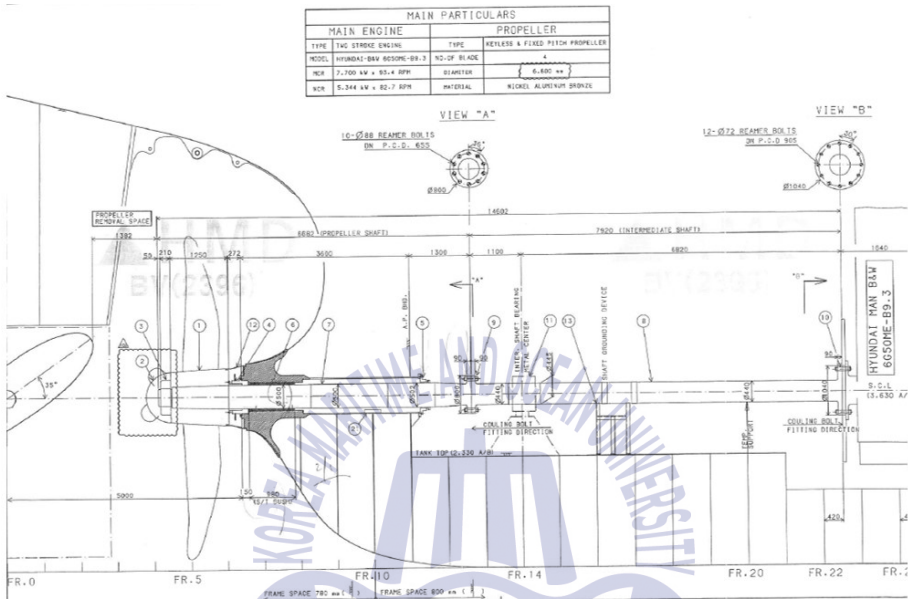


Fig. 5.2 Shafting arrangement of the ship

Table 5.2 Specifications of main engine and shafting system

Vessel type	50k DWT oil/chemical tanker	
Main engine	Type	MAN B&W 6G50ME-B
	MCR	7,700 kW × 93.4 rpm
	NCR	5,344 kW × 82.7 rpm
Propeller	No. of blade	4 blade fixed pitch
	Diameter	6,600 mm
	Material	Ni-Al-Bronze
	Mass in air	18,200 kg
	Cap & nut mass	1,538 kg
Flywheel	Mass	11,207 kg

유한요소 모델은 Fig. 5.3 에서와 같이 선미부와 화물창 1개를 고려<sup>[16]</sup>하여 Fig. 5.4 와 같이 작성하였으며, 선체 모델링에 사용한 재료의 물성치는 Table 5.3 과 같다.

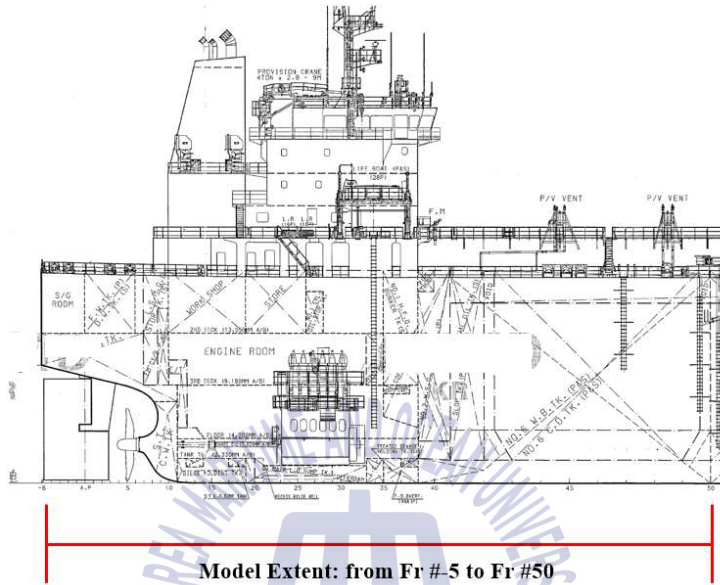


Fig. 5.3 Extent of stern structure modelling

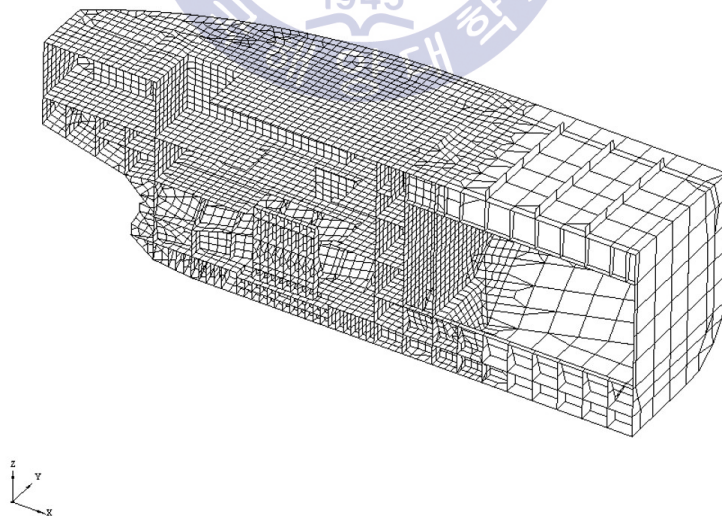


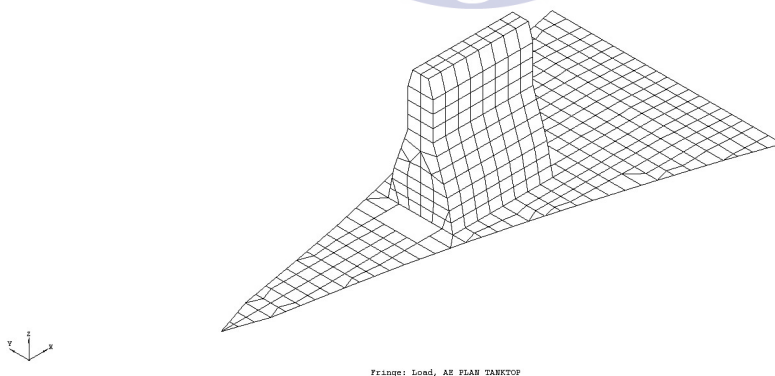
Fig. 5.4 FE model of 50,000 DWT oil/chemical tanker

**Table 5.3** Material property of FE model

Items	Steel		
	Mild	HT32	HT36
Mass density, $\rho$ [N/mm <sup>3</sup> ]	76,982	76,982	76,982
Elastic modulus, $E$ [GPa]	206	206	206
Poisson ratio, $\nu$	0.3	0.3	0.3
Min. specified yield strength, $\sigma$ [MPa]	235	235	235
Material factor, $f_1$	1.00	1.28	1.39

선체 구조부는 2D 쉘 요소를 사용하였고 모든 부재는 중, 비틀, 굽힘응력에 대응하는 빔 요소로 작성되었다. 주기관은 Fig. 5.5와 같이 진동해석을 위해 쉘 요소로 구현된 모델을 사용하였으며 엔진의 중량(약 260 ton)에 의한 이중저 탱크 상부의 변형을 고려하기 위해 가상의 두께를 적용하였다.

SeaTrust-Holdan, Ver. 4.66



**Fig. 5.5** FE model of the main engine

만일 엔진구조의 강도평가가 목적이라면 엔진모델링을 솔리드(solid) 모델로 작성하거나 집중하중 처리를 하는 것이 바람직하나, 본 해석의 목적은 엔진강도를 평가하는 것이 아닌 이중저 탱크 상부의 변형을 확인하고자 하는 것이므로 편외상 셸(shell) 모델을 이용하고 가상의 두께를 적용하여 엔진의 무게를 반영하였다. 또한 거주구역, 타 및 기타 장비의 중량은 흘수변화에 따른 변화가 없으므로 제외하였다. 하중조건은 선박의 적재매뉴얼(loading manual)에 따라 최대 흘수 변화를 고려하여 **Table 5.4** 와 같은 조건을 부여하였다. 여기서 **Fig. 5.6** 및 **Fig. 5.7** 에서와 같이 선체의 외관에 대해서는 흘수에 따른 정수압을, **Fig. 5.8** 및 **Fig. 5.9** 에서와 같이 각 탱크 내부에 대해서는 화물유(cargo oil) 및 평형수(ballast water)에 대한 정하중을 적용하였다.

**Table 5.4** Draft and tank loading condition

Tank		Light load	Full load
Cargo tank	Cargo oil tank(Port)	0%	100%
	Cargo oil tank(St'bd)	0%	100%
	Slop tank (Port)	0%	100%
	Slop tank (St'bd)	0%	100%
Ballast tank	Ballast tank (Port)	100%	0%
	Ballast tank (St'bd)	100%	0%
Draft [m]		7.05	13.21



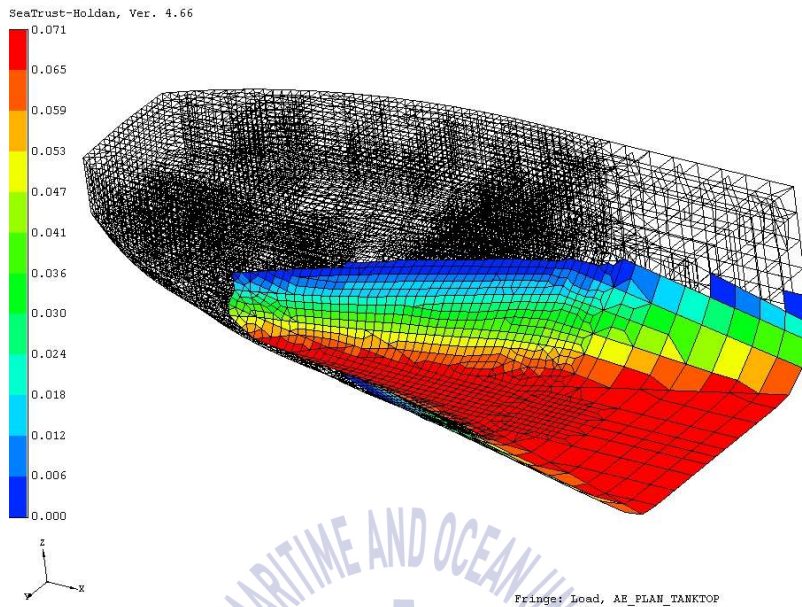


Fig. 5.6 External pressure in light load condition

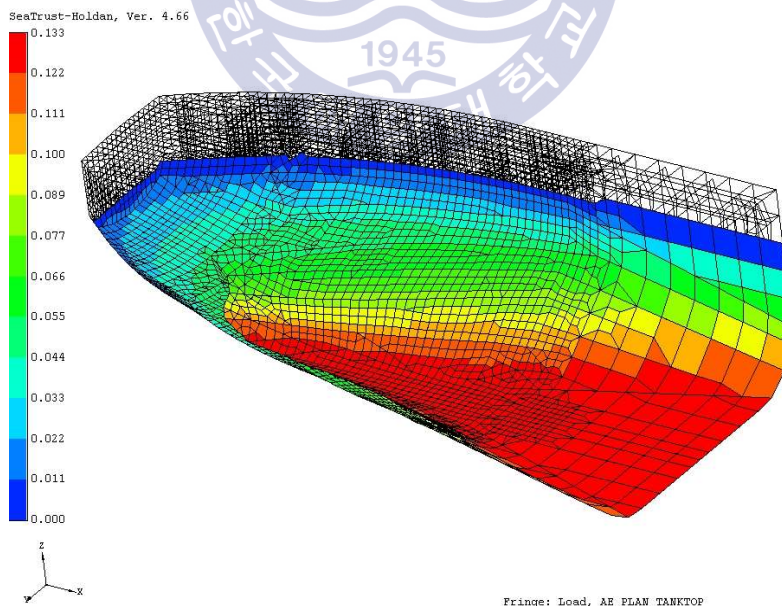


Fig. 5.7 External pressure in full load condition

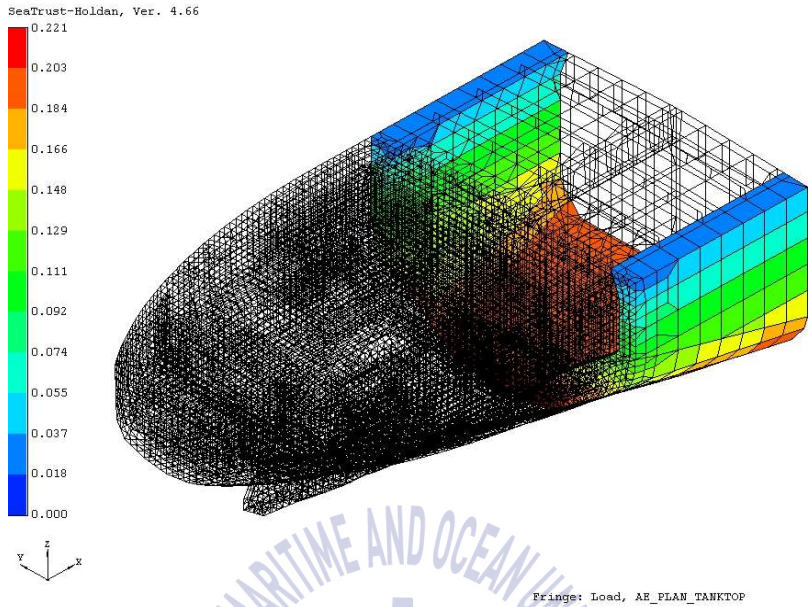


Fig. 5.8 Internal pressure in light load condition

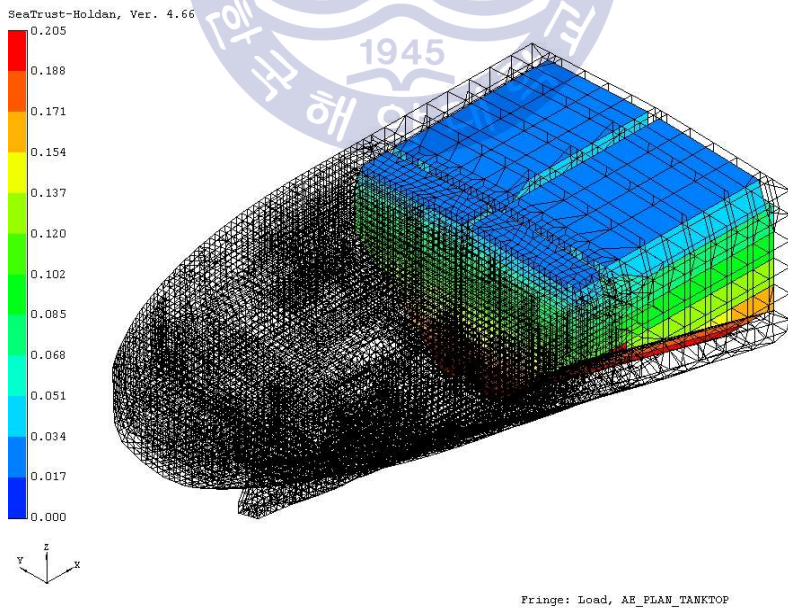


Fig. 5.9 Internal pressure in full load condition

또한 해석 시 경계조건으로 인한 영향을 최소화하기 위하여 Fig. 5.10 과 같이 화물창 진단격벽의 모든 절점(Node)을 전방향 구속하였다. 한편, 축계정렬 해석을 위한 모델은 Fig. 5.11 과 같이 작성<sup>[86]</sup>하였으며, 축계에 작용하는 하중조건은 Table 5.5 와 같다.

SeaTrust-Holdan, Ver. 4.66

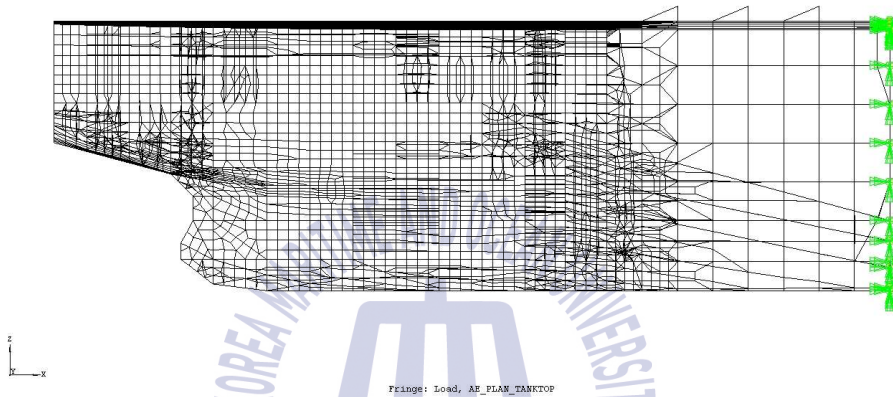


Fig. 5.10 Boundary condition

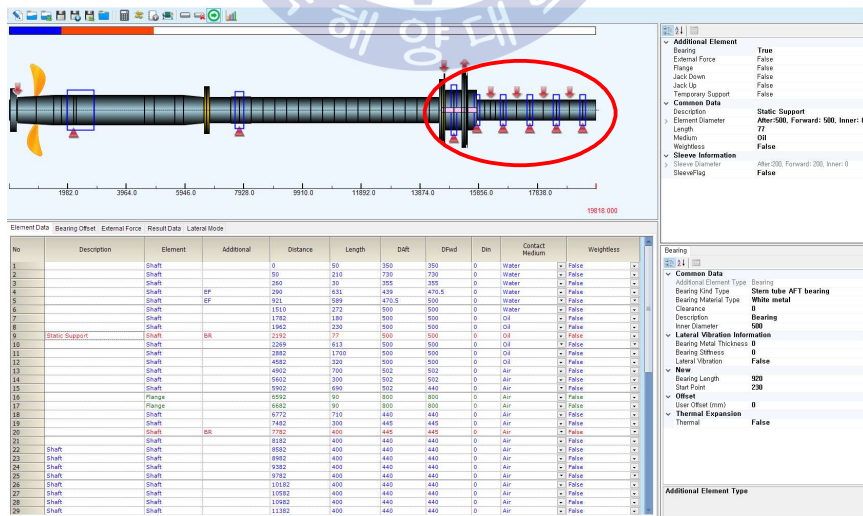


Fig. 5.11 Shaft alignment modeling

**Table 5.5** External loads of vertical direction and density

Description	Load [N]	Density [N/m <sup>3</sup> ]	Remark
Bonnet	8,813	66,930	In water
Propeller	150,122	66,930	In water
Flywheel	109,940	76,982	In air
Chain force	-99,900	76,982	In air
Crank throws	125,000	0	-

구성요소의 힘은 수직성분의 집중력으로 처리하였으며 축의 자중은 축이 수중에 잠긴 부분, 윤활유에 잠긴 부분, 공기 중에 노출된 부분을 구분하여 각각 접촉매질의 부력에 따른 밀도 변화를 고려하였다. 축이 노출된 부분의 부력은 접촉매질에 노출된 부피에 비례하므로 같은 부피일 경우 밀도 차만큼의 자중변화가 발생하며 이는 지지베어링의 반력 및 선미관 베어링의 상대적 경사각의 변화에 영향을 미침에 따라 설계 허용치를 벗어날 수 있으므로 설계 시 주의가 필요하다. **Fig. 5.11**의 적색 원 내의 크랭크축 부분에는 외력에 이미 축의 자중이 고려되었으므로 밀도를 '0' 으로 처리하였다. 또한 선체변형으로 인한 축계 지지베어링 위치에서의 수직방향 변위 변형량  $\delta_v$ 는 지지 베어링 읍셋의 변위  $\delta_b$ 에 영향을 미치므로 축계정렬 해석시 이 효과는 식 (5.1)과 같이 베어링 지지점 위치에서의 선체 변형량을 베어링 읍셋에 직접 반영( $\Delta\delta$ )하여 해석하였다.

$$\Delta\delta = \delta_b + \delta_v \quad (5.1)$$

축계 안정성 평가는 각 베어링의 반력과 **Fig. 5.12**와 같이 선미관 베어링에서의 프로펠러축과 베어링의 상대적 경사각을 기준으로 평가하였으며, **Table 5.6**에 이들 각각의 평가 기준을 나타내었다. 여기서 ASTB, IB, MB는 각각 선미관 베어링, 중간축 베어링, 주기관 베어링을 의미한다.

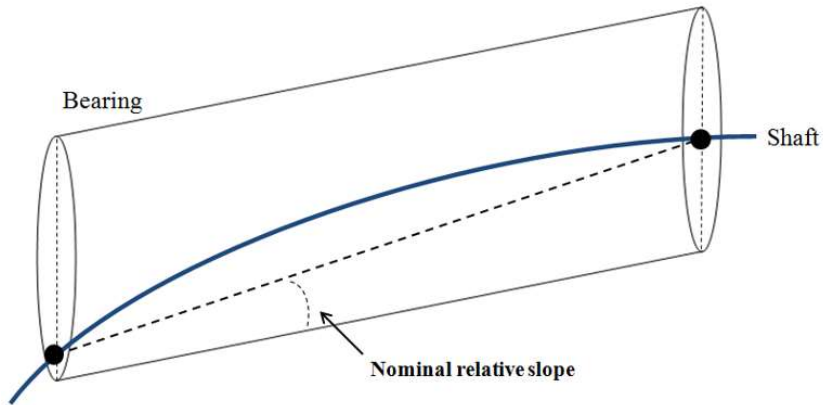


Fig. 5.12 Definition of relative slope

Table 5.6 Criteria of shaft alignment

	Max. permissible value	Min. permissible value
ASTB	368.0 kN	-
IB	160.2 kN	-
MB8	336.0 kN	0 kN
MB7	336.0 kN	17.0 kN
MB6	336.0 kN	17.0 kN
Relative slope	0.3 mrad (=0.0172 deg)	0 mrad

## 5.2 해석결과 및 고찰

상기와 같은 해석방법에 따라 수행한 경하중 및 만재하중에서의 선체변형 해석 결과는 각각 Fig. 5.13 및 Fig. 5.14 와 같다.

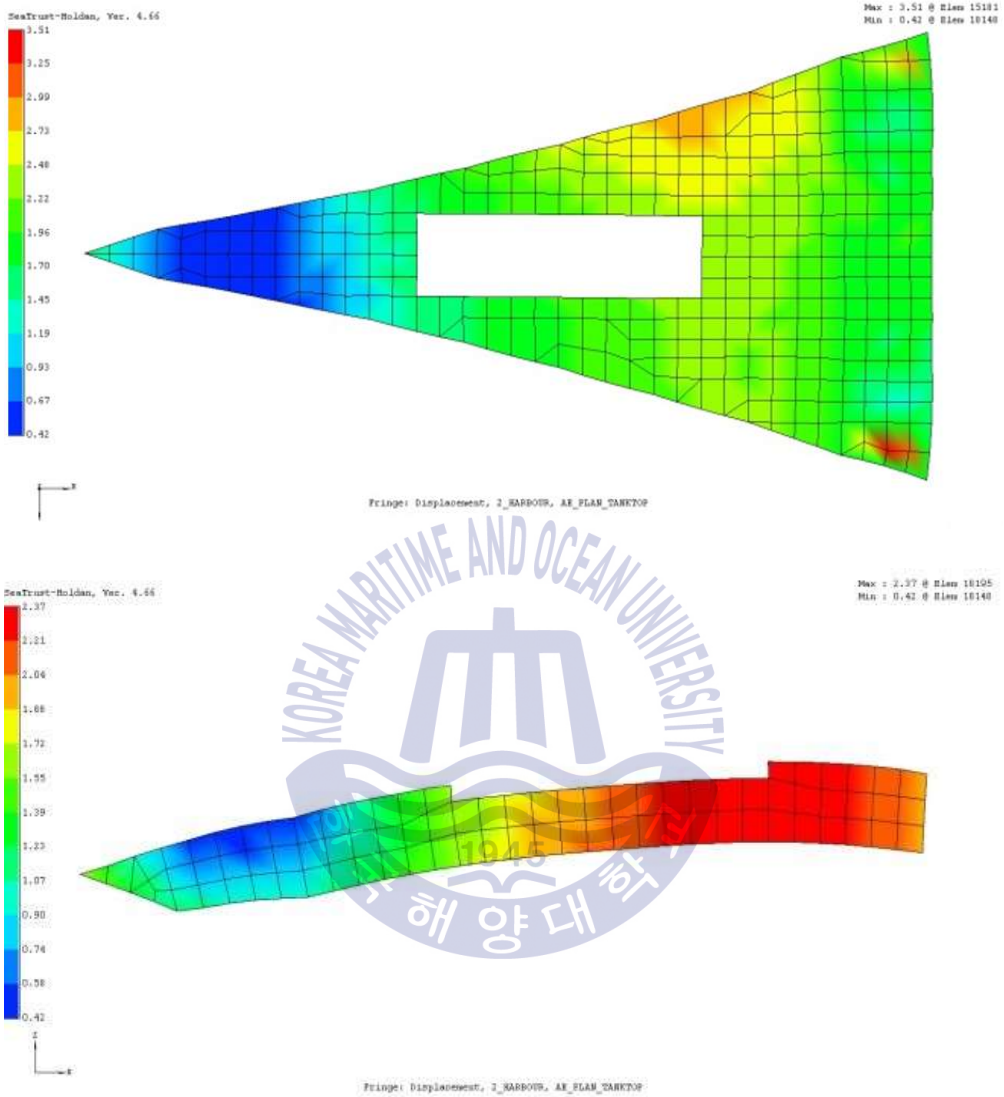


Fig. 5.13 Hull deflection in the light load condition

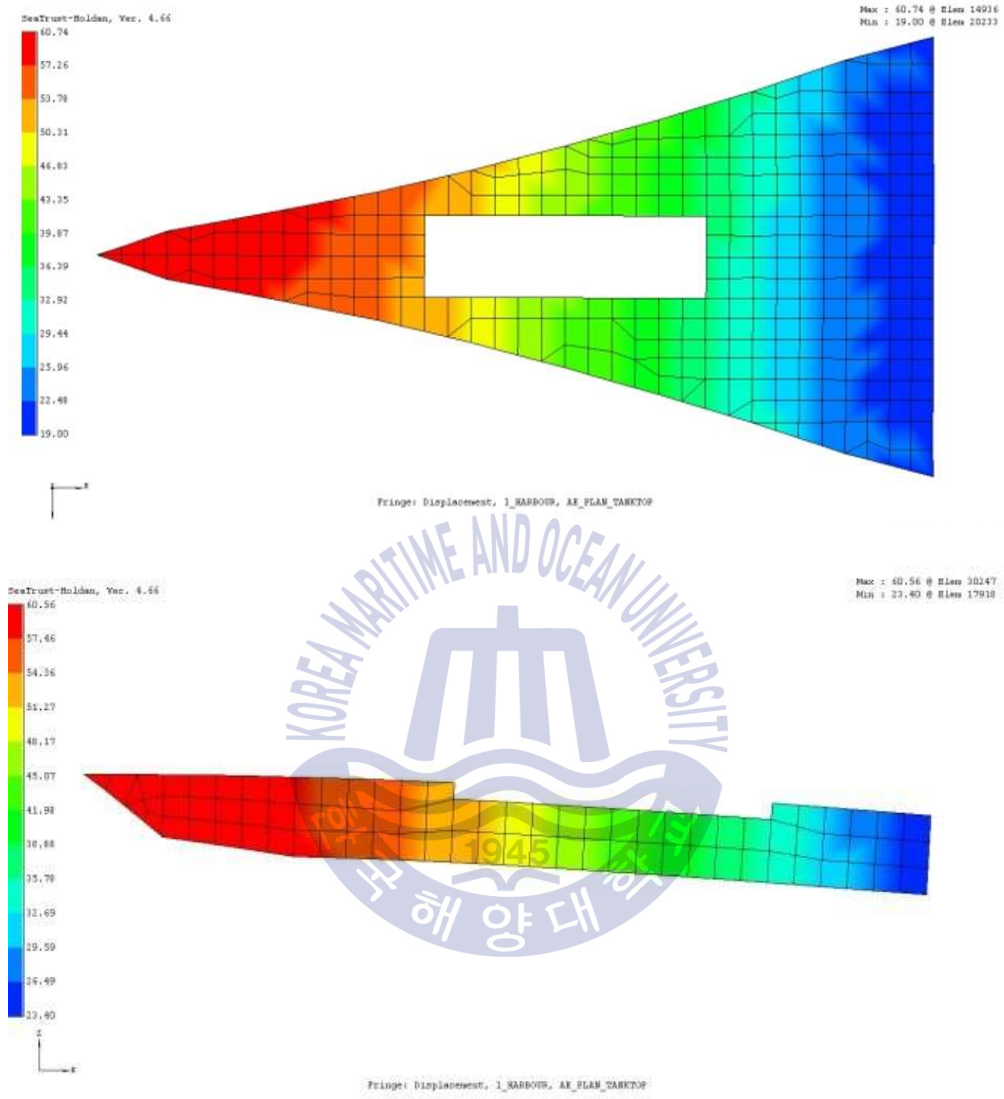


Fig. 5.14 Hull deflection in the full load condition

또한, 상기 해석 결과로부터 Fig. 5.15 와 같은 경하중 상태, Fig. 5.16 과 같은 만재하중 상태에서의 선체 변형데이터를 얻었다.

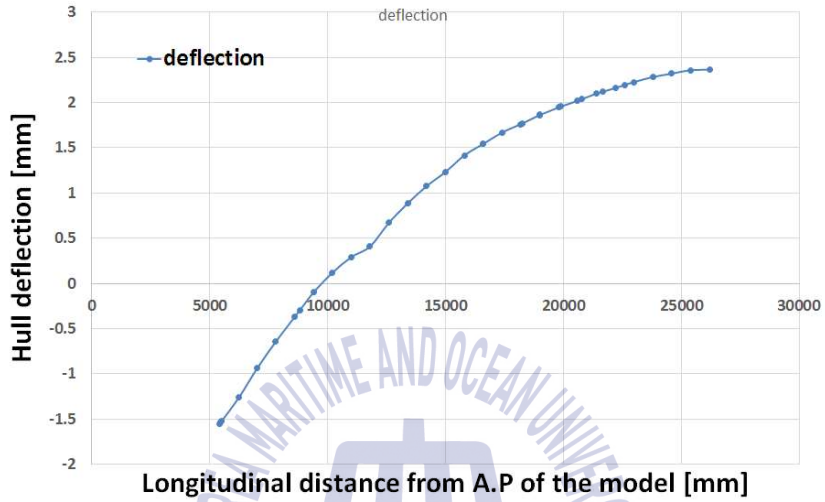


Fig. 5.15 Hull deflection curve in the light load condition

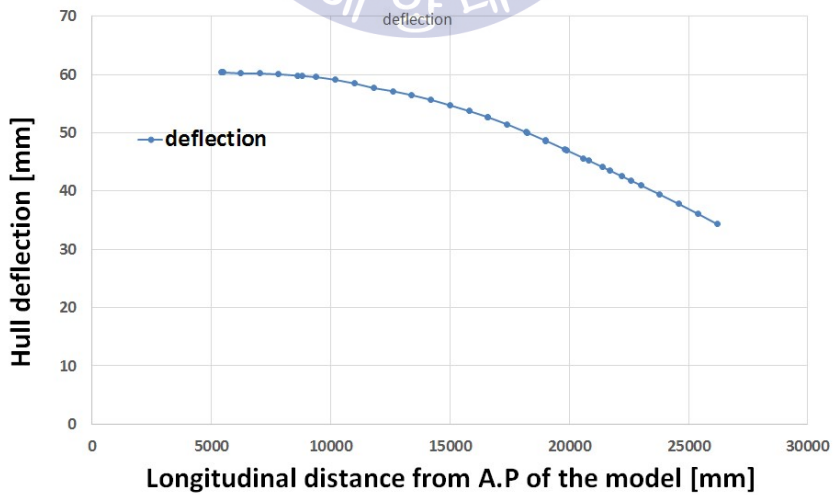


Fig. 5.16 Hull deflection curve in the full load condition



이와 같이 산출한 선체변형 데이터를 축계정렬해석에 이용하기 위해서는 선미관 양단의 선수 및 선미 베어링 읍셋(통상 '0')을 연결하는 직선을 기준으로 좌표를 회전시키는 추가의 데이터 보정작업이 필요하다. Fig. 5.3 에 보는 바와 같이 선미구조부 유한요소 모델은 선미단(Fr #5)에서부터 50번 프레임 범위(Fr #50)까지를 포함하여 작성하였다. 반면, 축계정렬해석을 위한 모델은 프로펠러축의 끝단을 기준으로 작성되었다. 즉, 축계정렬모델의 시작점은 Fig. 5.17 에 보는 바와 같이 유한요소모델의 시작점보다 선수방향에 위치하게 된다.

따라서 유한요소모델 위치에 따른 선체 변형량을 축계정렬 해석모델의 베어링 위치에 보정시키는 작업을 선행하였고, Table 5.7 에 보정한 베어링 위치를 나타내었다. 즉, 축계정렬 모델 상 선미관 베어링(ASTB)의 위치(2.192 m)에 상응하는 유한요소모델 위치는 5.410 m가 됨을 의미한다.

상기와 같이 보정한 값을 이용하면 선미단(A.P)에서 화물창 전단격벽(F.P)까지의 선체 변형량을 축계 베어링이 설치된 위치에 반영할 수 있게 되어 이를 기준선(reference line)에 맞추어 회전시키기 위한 준비가 끝나게 되며 Fig. 5.18 에 회전을 위한 변환좌표계를 나타내었다.

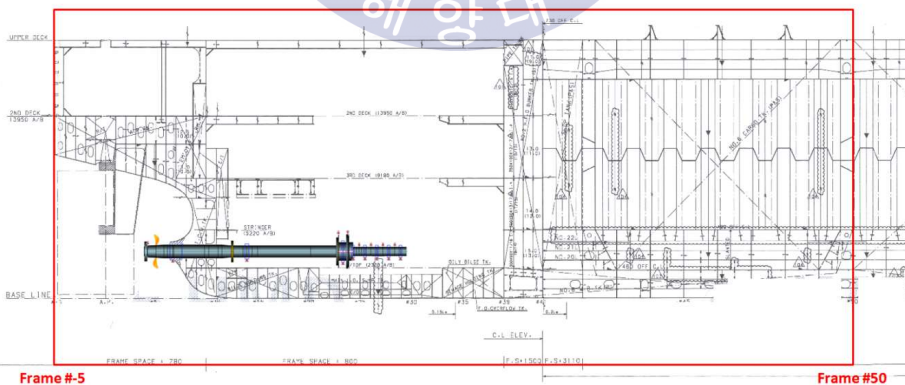


Fig. 5.17 Modeling range of shaft alignment corresponding to FE model

Table 5.7 Bearing position corresponding to FE model

Bearing	From propeller shaft end [m]	From the A.P [m]
ASTB	2.192	5.410
IB	7.782	11.000
MB8	15.027	18.245
MB7	15.795	19.013
MB6	16.689	19.907
MB5	17.583	20.801
MB4	18.477	21.695
MB3	19.371	22.589

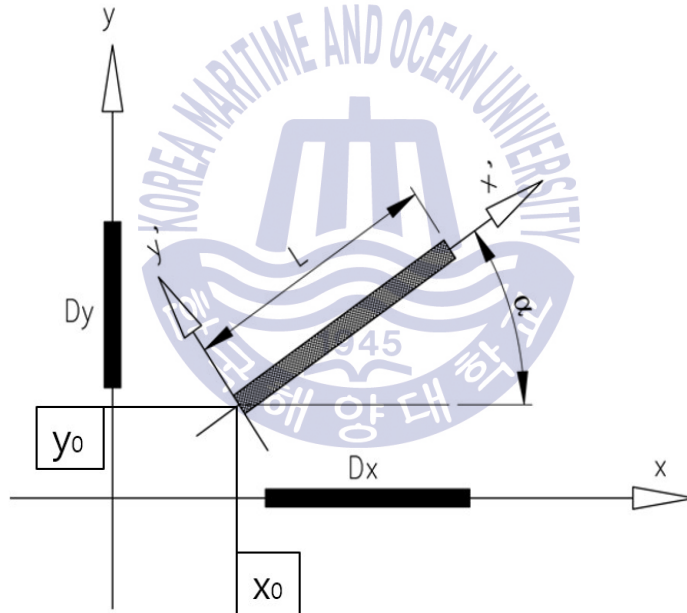


Fig. 5.18 Coordinate system of rotation

대상선박의 경우에는 선미관 전부 베어링이 생략된 선박이므로 Fig. 5.19 및 Fig. 5.20 과 같이 선미관 전부 베어링 위치에 해당하는 지점의 읍셋을 '0' 으로 하여 기준선을 설정한 후 이에 대한 좌표변환을 수행하였다.

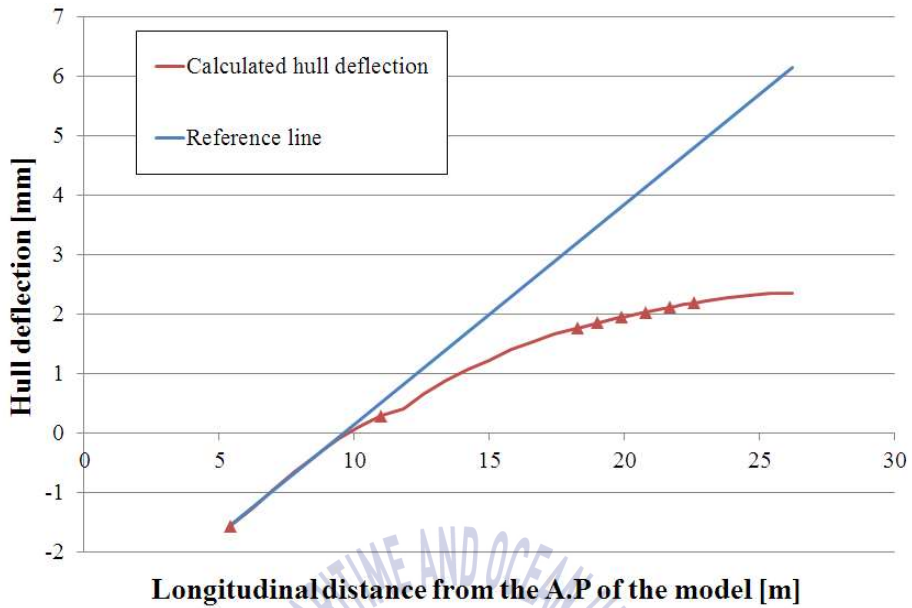


Fig. 5.19 Calculated hull deflection at light load condition and the reference line before rotation

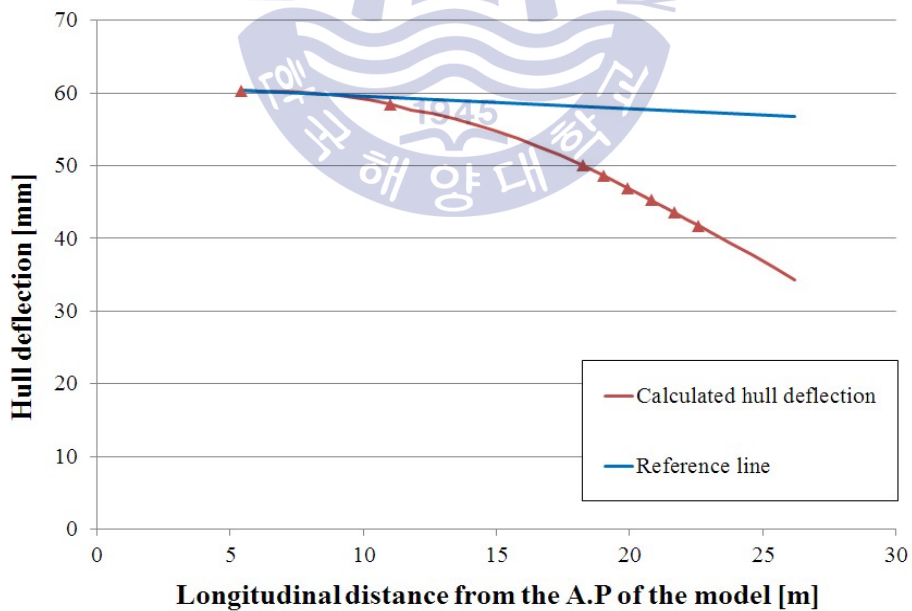


Fig. 5.20 Calculated hull deflection at full load condition and the reference line before rotation

좌표변환을 위해 사용한 수식은 식 (5.2)와 같다.

$$\begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x - x_0 \\ y - y_0 \end{Bmatrix} \quad (5.2)$$

여기서,  $\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix}$ 는 변환 전 좌표계의 점 좌표이며,  $\begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix}$ 는 좌표변환 후  $y$ 축이 '0'

이 되도록 원 좌표  $\begin{Bmatrix} x_0 \\ y_0 \end{Bmatrix}$ 로 보상하여 변환한 점 좌표계이다. 또한  $\begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix}$ 는 좌표변환 매트릭스이다.

Table 5.8 및 Fig. 5.21에서는 좌표변환 후의 베어링 오프셋 결과를 설계치와 함께 나타내었다. 이를 통해 경하중에서 만재하중으로 이동할수록 선체 변형의 영향으로 측계는 설계치 대비 우 하향 배치됨을 알 수 있다.

Table 5.8 Bearing offsets derived from the effect of hull deflection

Bearing	Bearing offset [mm]		
	Design	Light load	Full load
ASTB	0.000	0.000	0.000
IB	-0.900	-1.129	-1.843
MB8	-4.700	-6.141	-12.886
MB7	-4.700	-6.329	-14.114
MB6	-4.700	-6.569	-15.636
MB5	-4.700	-6.817	-17.200
MB4	-4.700	-7.067	-18.775
MB3	-4.700	-7.327	-20.367

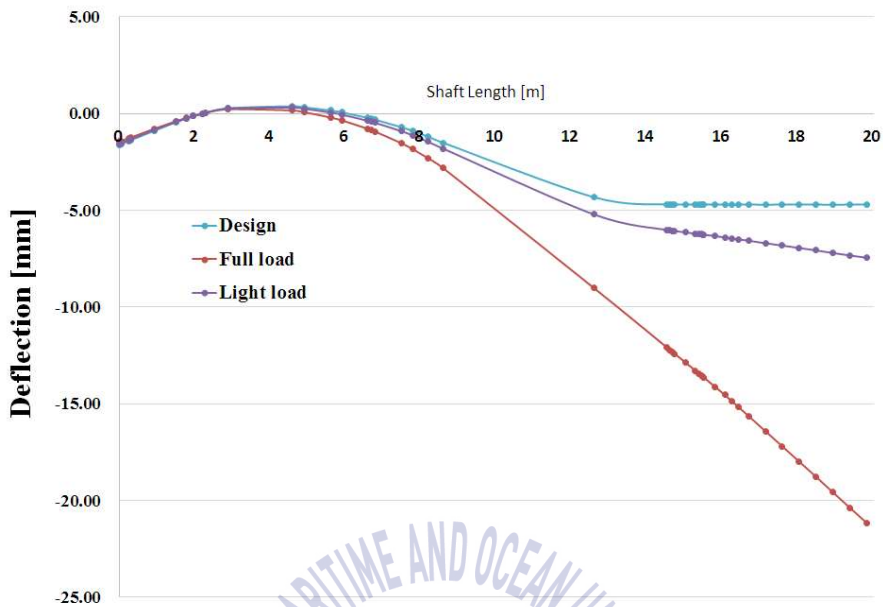


Fig. 5.21 Draft dependent relative shaft deflection curves

Table 5.9 및 Fig. 5.22 에서는 양 조건하에서 선체변형량을 반영하여 계산한 베어링 반력값을 설계치와 비교한 결과를 나타낸 것이다.

Table 5.9 Bearing load derived from the effect of hull deflection

Bearing	Bearing load [kN]		
	Design	Light load	Full load
ASTB	248.233	255.239	246.847
IB	76.266	73.870	79.104
MB8	77.292	80.317	130.998
MB7	69.475	79.528	69.590
MB6	128.224	115.512	75.324
MB5	117.890	115.748	119.213
MB4	150.215	155.797	156.333
MB3	42.673	39.873	38.476

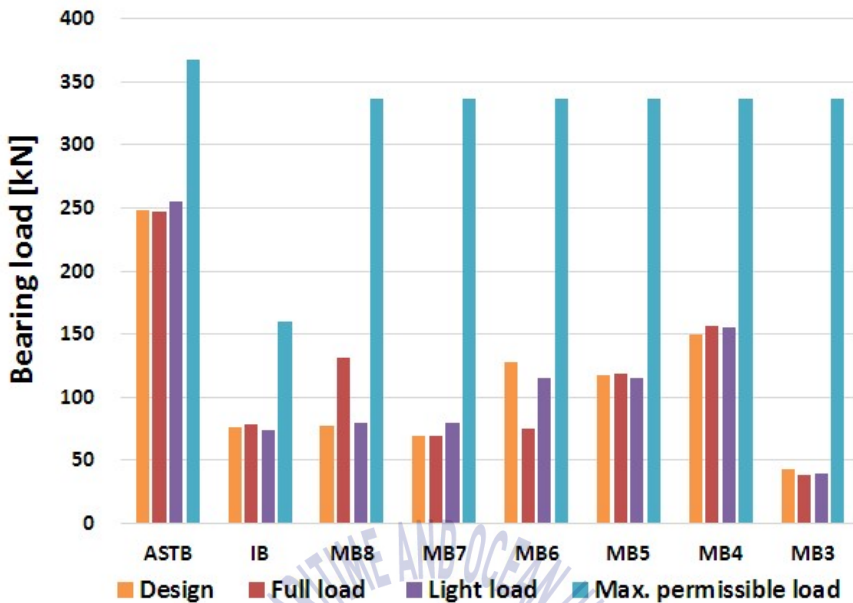


Fig. 5.22 Draft dependent load variation of each bearing

검토 결과 축계 베어링은 모두 허용치 이내에서 적절한 부하를 받고 있음을 알 수 있다. 만재하중 조건에서 주기관 베어링 8번(MB8)의 반력은 설계치 대비 169%의 편차를 보이며 6번(MB6) 베어링의 반력은 설계치 대비 59%의 편차를 보이고 있다. 그러나 그 값은 허용치 대비 각각 39%, 23% 이하로서 크랭크축 베어링에 부정적인 영향을 미치지 않을 것으로 판단된다.

다만, 선체 변형량에 따른 주기관베어링 MB8 및 MB6에서 편차가 나타나는 현상에 대하여 베어링 반력 영향계수(RIN; Reaction Influence Number) 값을 추가로 고찰할 필요가 있는데 MB8, MB7, MB6 베어링의 영향계수는 각각 1,360 kN/mm, 4,360 kN/mm, 3,430 kN/mm로서 매우 큰 값을 가지는 것을 알 수 있다. 여기서 베어링 반력 영향계수란 각 베어링의 지지점 위치가 동일 수평면 상에 있고 그 중 한 개의 지지점만을 단위높이(통상 1 mm)만큼 상승 또는 하강시켰을 때 나타나는 다른 베어링의 반력 변화량을 말한다. 이는 주로 축의 강성 및 베어링 간의 거리에 의해서 결정되는데, 베어링 영향계수가 작을수록 선체변형에 따른 반력변

화가 작고 클수록 선체변형에 따른 반력변화가 크다. 따라서 Fig. 5.23 에서와 같이 임의로 하나의 베어링 옵셋을 1 mm 조정했을 때 주기관 베어링 옵셋 변동이 미치는 영향이 선미관베어링, 중간축베어링 보다 매우 큰 것을 알 수 있다. 이는 미세한 옵셋 변화에도 주기관 베어링의 반력이 매우 민감하게 변동된다는 것을 의미한다. 더욱이 이러한 옵셋의 변동은 주기관 베드 플레이트(bed plate)의 섹(sag) 허용공차, 주기관 베어링 중심간의 허용편차, 실제 엔진이 설계된 것보다 더 경사지게 설치되었을 경우 등의 선박건조 공정작업 중 흔히 발생될 수 있는 현상 (margin of error)으로 판단되므로 공정 단계별로 허용오차가 누적되지 않도록 작업자의 주의가 요구된다.

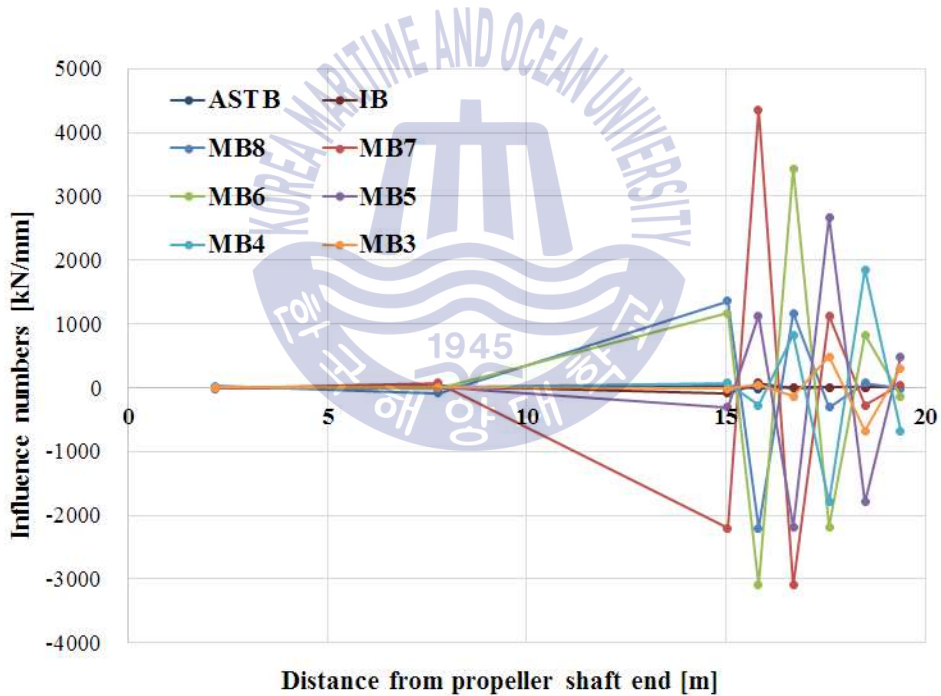


Fig. 5.23 Vertical offset dependent Reaction Influence Number(RIN) when bearing is moved by 1mm respectively

마지막으로 베어링 후부에 축 및 프로펠러 자중의 집중으로 인한 베어링 손상을 방지하기 위한 조치로서 축과 선미관 베어링간의 상대적 경사각을 가능한 한 모든 조건에서 0.3 mrad 이하가 되도록 설계하는 것이 중요하다. 이러한 관점에서 Table 5.10 에서와 같이 선체 변형을 반영한 상대적 경사각을 계산하여 나타내었다. 검토 결과 상대적 경사각은 설계치 대비 감소되었음을 알 수 있었다. 이는 축과 베어링간 접촉면적이 설계치 대비 넓어짐을 의미하고 이로 인해 축 하중이 베어링에 보다 고르게 분포됨을 의미하므로 상대적 경사각의 감소는 축계안정성을 다소 증가시키는 긍정적 요인으로 작용할 것으로 판단된다.

Table 5.10 Draft dependent relative slope

		Design	Light load	Full load
Shaft deflection [mm]	Aft edge	-0.131	-0.126	-0.114
	Fwd edge	0.280	0.262	0.227
Shaft slope [mrad] (deg)		0.447 (=0.026)	0.423 (=0.024)	0.383 (=0.022)
Bearing slope [mrad] (deg)		0.300 (=0.017)	0.300 (=0.017)	0.300 (=0.017)
Relative slope [mrad] (deg)		0.147 (=0.008)	0.123 (=0.007)	0.083 (=0.005)

### 5.3 소결론

본 장에서는 새로운 선형인 5만톤급 중형화학제품 운반선에 대해서 선체 변형을 고려한 추진축계정렬 연구를 수행하였다. 선체 변형량은 선박의 운항 중 최대 흘수변화가 예상되는 경하중, 만재하중을 조건으로 화물창 1개를 포함하는 선미부 구조해석을 통하여 예측하였고 이를 통해 얻어진 결과를 토대로 축계정렬 해석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.



(1) 유한요소해석결과 선체변형의 영향으로 경하중에서 만재하중으로 이동할수록 축계는 설계치 대비 우 하향 배치되는 것으로 예측되었다.

(2) 선체 변형 하에서도 축계지지베어링의 반력은 허용치를 만족하고 있으며 이는 설계자가 선체변형의 경험치를 미리 반영한 결과로 판단된다.

(3) 만재하중 조건에서 주기관 베어링 8번(MB8)의 반력은 설계치 대비 169%의 편차를 보이며 6번(MB6)베어링의 반력은 설계치 대비 59%의 편차를 보였지만 허용치 대비 각각 39%, 23% 이하로서 크랭크축 베어링에 부정적인 영향을 미치지 않을 것으로 판단된다.

(4) 본 선박의 경우에는 선체변형의 영향이 선미관 베어링의 상대적 경사각을 완화시켜 축계안정성을 증가시키는 다소 긍정적인 요인으로 작용함을 확인하였다.

(5) 본 연구를 통해 예측된 선체 변형량은 향후 유사선박의 축계정렬 검토 시 참고가 될 것으로 판단된다.



## 제 6 장 계측치 역분석을 통한 추진축계 안정성 평가

본 장에서는 스트레인 게이지법을 이용한 베어링 반력을 계산하고 그 결과를 이용하여 베어링 반력 및 선체 변형량을 역분석 하였다. 측정은 선박의 통상 홀수 변화에 따라 5개 조건에서 수행되었고 추진축계가 선체 변형의 영향 하에서도 허용치<sup>[17]</sup>를 만족하는지 여부를 확인하였다. 또한 이론적 계산방법, 작업법 및 스트레인 게이지법의 결과를 상호 비교하여 해석의 신뢰성을 교차 검증하였다.

### 6.1 계측 및 데이터 분석 방법

본 연구에서는 TML(Tokyo sokki kenkyujo)사의 WFLA-3-11-L1 스트레인 게이지를 사용하였으며, 제4장에서 설명한 2게이지(half-wheatstone bridge) 방식으로 구성하였고 게이지는 축의 상단과 하단에 180도 간격을 두고 각 1조씩 부착하였다. 스트레인 게이지는 역분석의 정확성을 높이기 위해 가능한 한 많은 곳에 부착 하였다. Fig. 6.1은 축계 배치도 및 스트레인 측정을 위한 게이지 부착위치를 나타낸 것이다.

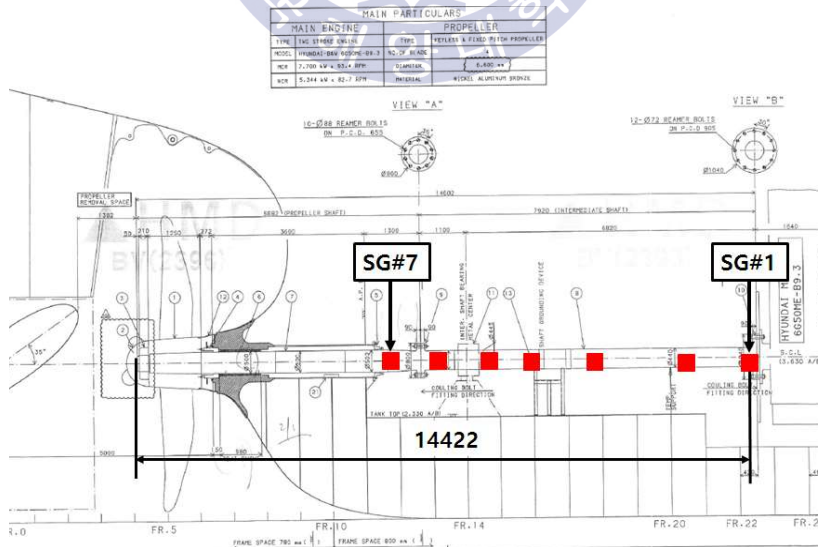


Fig. 6.1 Shafting arrangement and strain gage position

스트레인 게이지는 기관실 선미 격벽쪽 스트레인 게이지를 SG#7로 하여 총 7 개소에 축의 종방향에 걸쳐 원격측정장치(telemetry)로 구성하여 설치하였다. Table 6.1 에 프로펠러축 끝단을 기준으로 한 스트레인 게이지의 설치 위치를 나타내었으며 Fig. 6.2 에서는 스트레인 게이지의 모습과 연결 상태를 나타내었다.

Table 6.1 Position of strain gages by axial location

No.	Distance from propeller shaft end [mm]
SG#7	5,862
SG#6	6,875
SG#5	8,137
SG#4	8,972
SG#3	10,467
SG#2	12,712
SG#1	14,422

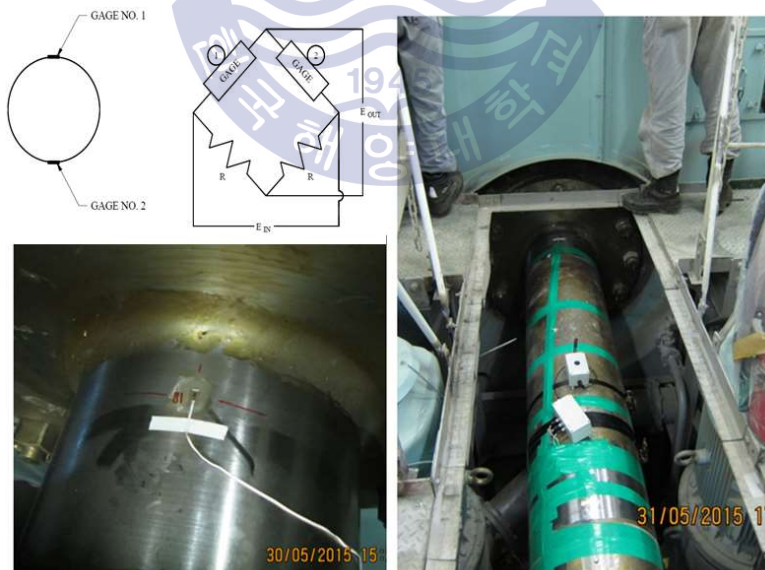


Fig. 6.2 General half-bridge configuration and installation of telemetry strain gage system on the shaft

측정은 터닝 기어를 이용하여 축을 한 바퀴에서 두 바퀴 정도 회전시켜 수행하였다.

굽힘모멘트 값을 취득하는 방법은 다음과 같다. 먼저 축 표면에 부착된 스트레인 게이지의 저항값은 축 회전시 발생하는 축의 수직 변형률(strain)에 비례하여 변동하는데 이러한 저항값의 변화로 입력 전압 대비 변동된 출력 전압을 얻을 수 있다. 이를 통해 식 (6.1)과 같은 하프 휘스톤 브릿지 결선 방식에서의 변형률  $\varepsilon$ 을 얻을 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{V_o}{V_{ek}} \frac{2}{k} \quad (6.1)$$

여기서,  $V_o$ 는 휘스톤 브릿지에서 측정된 출력전압 값이고,  $V_{ek}$ 는 입력전압이다. 본 연구에서는 10V의  $V_{ek}$ 값을 사용하였다.  $k$ 는 스트레인 게이지 상수이다. 따라서 스트레인 게이지로부터 수신한 변형율과 축 재료의 종탄성계수  $E$ 를 이용하면 식 (6.2)를 이용하여 축의 굽힘응력  $\sigma_b$ 를 구할 수 있다.

$$\sigma_b = E\varepsilon \quad (6.2)$$

축의 굽힘모멘트  $M_b$ 는 식 (6.3)의 보에 관한 관계식을 적용하면 구할 수 있다.

$$M_b = \sigma_b \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{32D_o} \quad (6.3)$$

여기서,  $D_o$ 는 축의 외경,  $D_i$ 는 축의 내경을 의미한다.

스트레인 게이지로부터 얻은 데이터를 PC로 전송하고, PC에 설치된 Catman 데이터 측정 소프트웨어를 통해 모아진 정보를 굽힘응력으로 전환한다. 전환된 굽힘응력에 축의 단면계수를 곱하면 최종적으로 굽힘모멘트를 구할 수 있다. Fig. 6.3은 축을 1회전 시켰을 때 나온 굽힘응력 선도의 예이며, Table 6.2에 여러 홀수 조건에서 식 (6.3)에 따라 구한 굽힘모멘트 값을 정리한 결과이다.

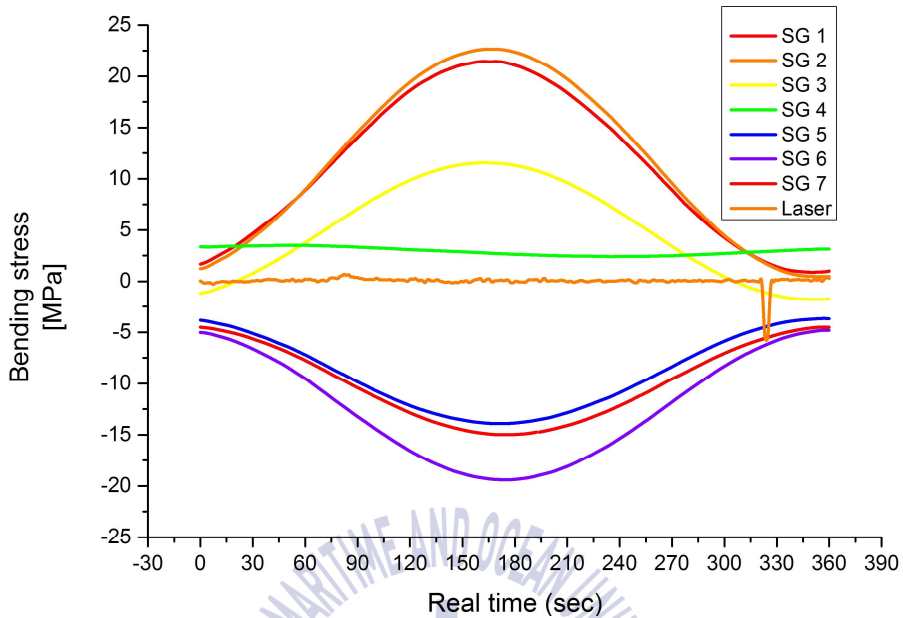


Fig. 6.3 Calculated bending stress at ballast APT full condition

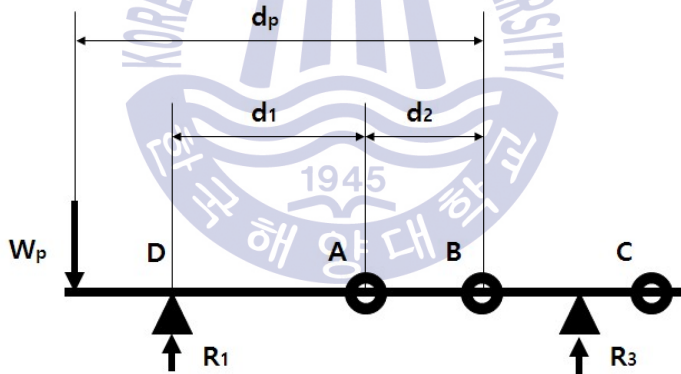
아래 Table 6.2 에 표기되어 있는 흘수조건은 다음과 같다.

- D1 : Light ballast APT empty (aft: 6.6m fore: 3.4m)
- D2 : Scantling APT full (aft: 12.6m fore: 13.2m)
- D3 : Scantling APT empty (aft: 12.5m fore: 13.5m)
- D4 : Ballast APT empty (aft: 7.9m fore: 6.3m)
- D5 : Ballast APT full (aft: 8.95m fore: 6.45m)

다음으로 선미관 베어링의 지지반력  $R_1$ 의 해석에 필요한 각 변수를 Fig. 6.4 에 따라 정의하고 모멘트 평형방정식을 수립하면 아래 식(6.4)와 같이 나타낼 수 있다.

**Table 6.2** Processed bending moments from stain gage under five(5) draft conditions

Gage No.	Draft condition [kN m]				
	D1	D2	D3	D4	D5
SG7	85.1	73.3	83.8	75.1	64.6
SG6	77.4	74.4	82.8	67.3	61.0
SG5	59.3	63.2	69.2	52.3	44.1
SG4	12.5	24.3	30.5	-7.5	2.9
SG3	-58.1	-28.0	-23.4	-55.6	-56.0
SG2	-107.5	-59.0	-54.8	-100.4	-93.2
SG1	-109.6	-42.2	-40.6	-99.9	-86.1



**Fig. 6.4** Layout diagram of stern tube bearing

$$R_1 = \frac{1}{d_1} \{M_A + M_{AD} + W_p(d_p - d_2)\} \quad (6.4)$$

여기서 A, B, C는 스트레인 게이지를 나타내며, D는  $R_1$ 이 작용하는 질점,  $R_3$ 는 중간축 베어링의 반력을 나타낸다. 또한, 게이지로부터 해당 지점까지의 거리를  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_p$ 라 한다.  $M_A$ 는 A점에서의 굽힘모멘트,  $M_{AD}$ 는 AD 지점간 축중량  $W_{AD}$

에 의한 모멘트이며,  $W_p$ 는 프로펠러 중량을 나타낸다.

마찬가지로 중간축 베어링 반력  $R_3$ 의 해석은 상기와 같은 방식으로 각 변수를 Fig. 6.5에 따라 정의하고 모멘트 평형방정식을 수립하면 아래 식 (6.5)와 같이 나타낼 수 있다.

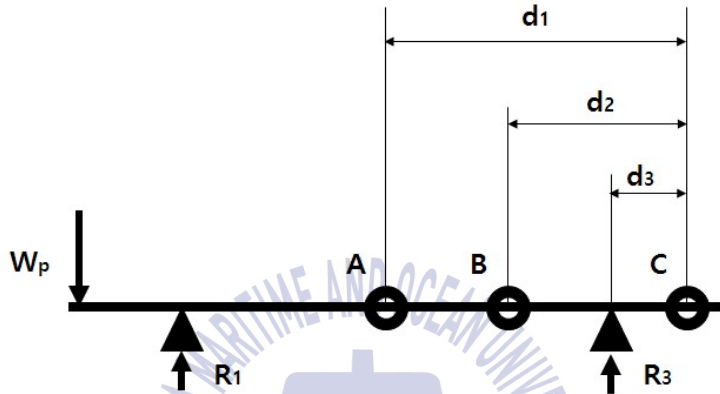


Fig. 6.5 Layout diagram of intermediate shaft bearing

$$R_3 = \frac{1}{d_3} \left\{ M_C - M_B + M_{BC} + \frac{d_2}{d_1 - d_2} (M_A - M_B + M_{AB}) \right\} \quad (6.5)$$

여기서 A, B, C는 스트레인 게이지를 나타내며, 게이지로부터 해당지점까지의 거리를  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$ 라 한다.  $M_A$ ,  $M_B$ ,  $M_C$ 는 각 점에서의 굽힘모멘트,  $M_{AB}$  및  $M_{BC}$ 는 지점간 축중량에 의한 모멘트를 나타낸다.

## 6.2 선체 변형량 예측 및 베어링 반력 계산 결과

통상 선체 변형량 예측 기법에는 크게 유한요소법을 이용한 해석, 계측치를 이용하는 역해석 기법이 있다. 역해석 기법은 스트레인 게이지로부터 도출한 굽힘모멘트 정보와 게이지의 위치정보, 작업법으로 계측된 베어링 반력정보가 있으면 역계산 프로그램을 이용하여 선체변형을 예측하는 것이 가능하다<sup>[87],[88]</sup>. 그러나 현

재까지 국내기술로 개발된 축계 역계산 프로그램 활용에 대한 연구결과는 매우 적은 것이 현실이다. 이에 대한 대안으로서 축계정렬 프로그램으로 계산한 굽힘모멘트 선도가 계측치와 일치하는 지점을 시행착오법(try and error method)으로 찾음으로써 선체 변형량을 예측할 수 있다. 따라서 Fig. 6.6 과 같이 축계 모델을 생성하여 시행착오법으로 예측한 결과 본 선박의 선체 변형량은 Table 6.3 및 Fig. 6.7 과 같다.

그리고 Figs. 6.8 ~ 6.12 는 각 흡수조건의 계측치로 환산한 굽힘모멘트와 축계정렬 프로그램으로 계산한 굽힘모멘트와의 비교결과를 나타낸 것이다. 분석결과 매우 유사한 경향이 나타남을 확인하였으며, 이를 통해 선체 변형량 예측의 신뢰도를 확인할 수 있었다.

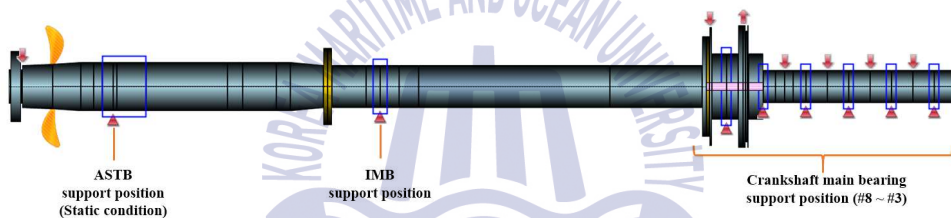


Fig. 6.6 Shaft alignment model for calculation

Table 6.3 Estimated bearing offsets based on strain gage measurement

	Estimated bearing offset [mm]				
	D1	D2	D3	D4	D5
ASTB	0	0	0	0	0
IB	-2.4	0.345	0.17	-1.85	-2.16
MB8	-6.75	-2.407	-2.55	-5.91	-6.19
MB7	-6.74	-2.406	-2.55	-5.88	-6.17
MB6	-6.74	-2.406	-2.55	-5.85	-6.14
MB5	-6.73	-2.405	-2.55	-5.82	-6.12
MB4	-6.72	-2.404	-2.55	-5.79	-6.09
MB3	-6.71	-2.403	-2.55	-5.75	-6.06



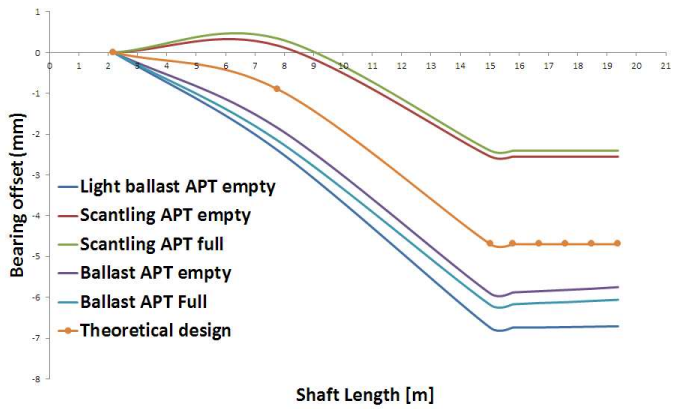


Fig. 6.7 Estimated hull deflection

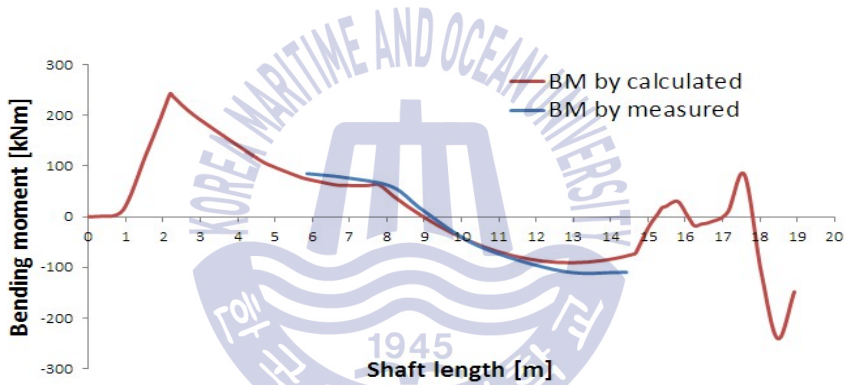


Fig. 6.8 Comparison of bending moment at D1

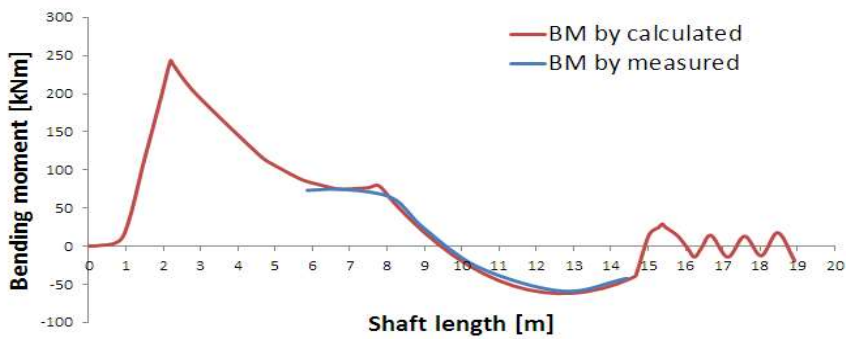


Fig. 6.9 Comparison of bending moment at D2

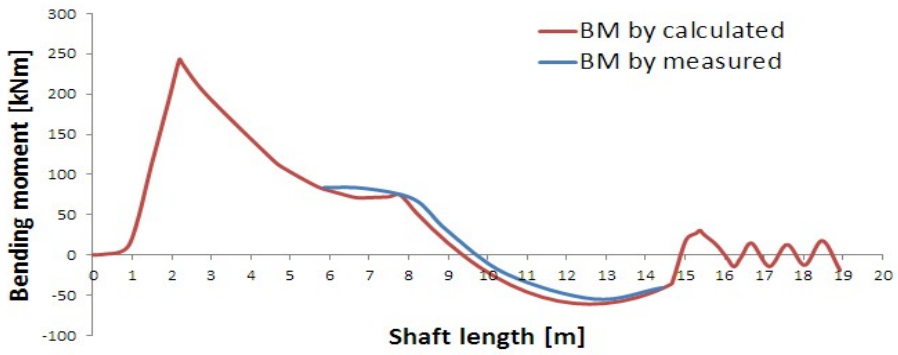


Fig. 6.10 Comparison of bending moment at D3

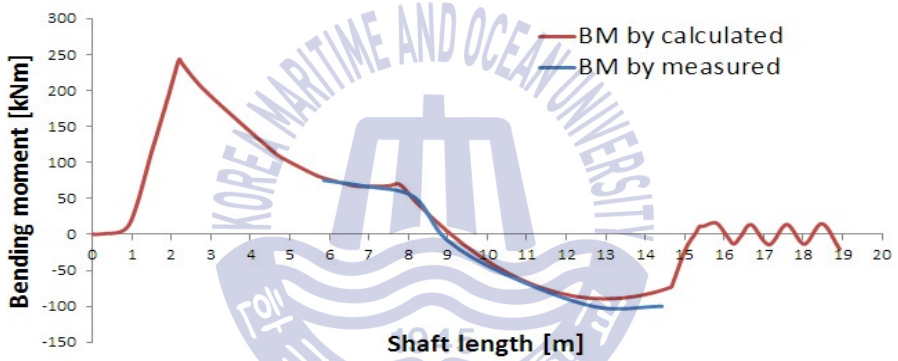


Fig. 6.11 Comparison of bending moment at D4

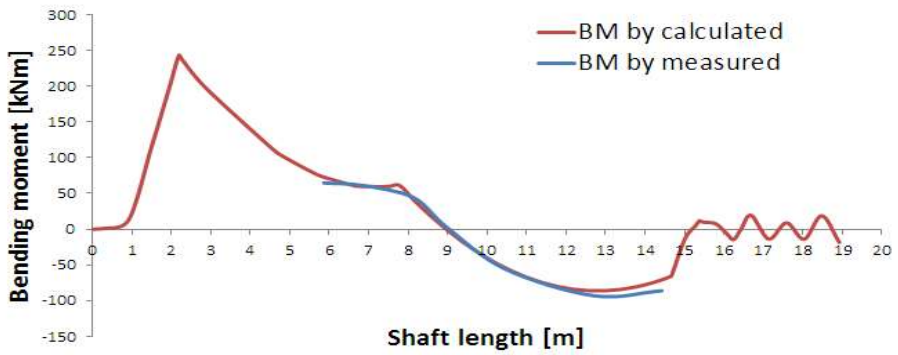


Fig. 6.12 Comparison of bending moment at D5

또한 흘수변화에 따른 선체 변형량은 중간축 베어링에서  $-2$  mm, 주기관 베어링에서  $-4$  mm 정도로 예측되었다. 그래서 대상선박이 이러한 선체 변형의 영향 하에서도 축 지지베어링의 반력변화가 허용치 이내를 만족하는지 여부를 검토하였다. 또한 해석의 신뢰도를 높이기 위하여 이론적 방법, 잭업법 및 스트레인 게이지법을 상호 비교하여 허용치와 함께 **Table 6.4** 및 **Figs. 6.13~6.17**에 나타내었다. 여기서 ASTB, IB, MB는 각각 선미관베어링, 중간축 베어링, 주기관베어링을 의미한다.

**Table 6.4** Correlation among three methods under five(5) draft conditions

Draft condition	Method	ASTB	IB	MB8	MB7	MB6
D1	Calculated	259.86	67.82	64.06	99.41	107.1
	Strain gage	253.26	56.68	-	-	-
	Jack up	-	70.3	9.9	178.6	109.6
D2	Calculated	257.07	68.08	121.28	31.08	127.12
	Strain gage	250.04	66.01	-	-	-
	Jack up	-	67.2	93.1	103.5	97.7
D3	Calculated	257.89	66.1	128.48	23.53	129.35
	Strain gage	252.91	6.52	-	-	-
	Jack up	-	69.9	77.7	126.2	78
D4	Calculated	258.83	69.8	68.67	83.89	121.81
	Strain gage	250.53	61.35	-	-	-
	Jack up	-	71.4	18.7	132.5	96
D5	Calculated	260.3	66.07	92.58	46.14	149.96
	Strain gage	247.67	65.66	-	-	-
	Jack up	-	65.5	32.9	153.8	102.6
Permissible load [kN]		368	160.2	336	336	336

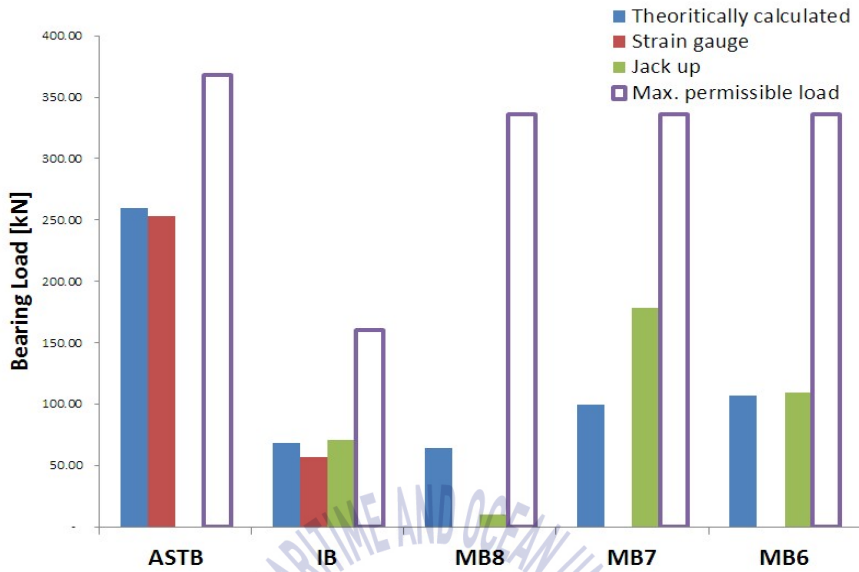


Fig. 6.13 Correlation among three methods at D1

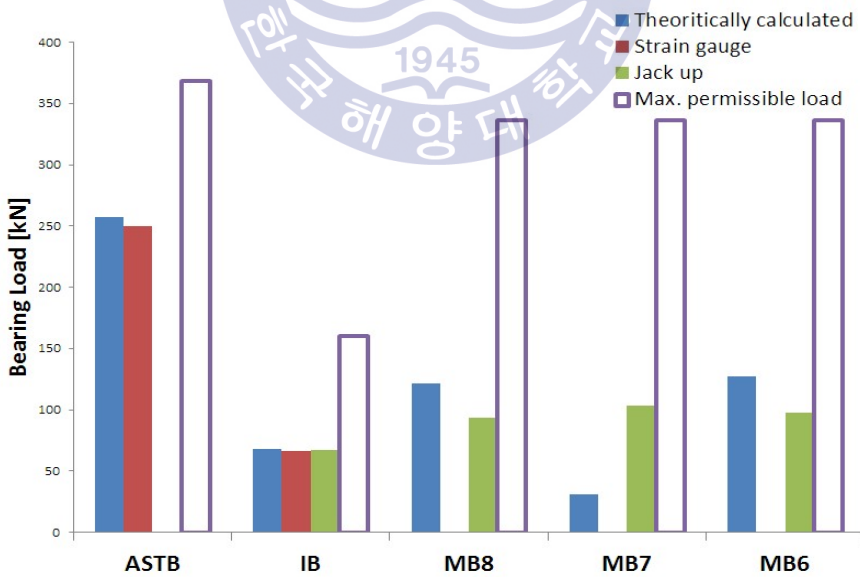


Fig. 6.14 Correlation among three methods at D2

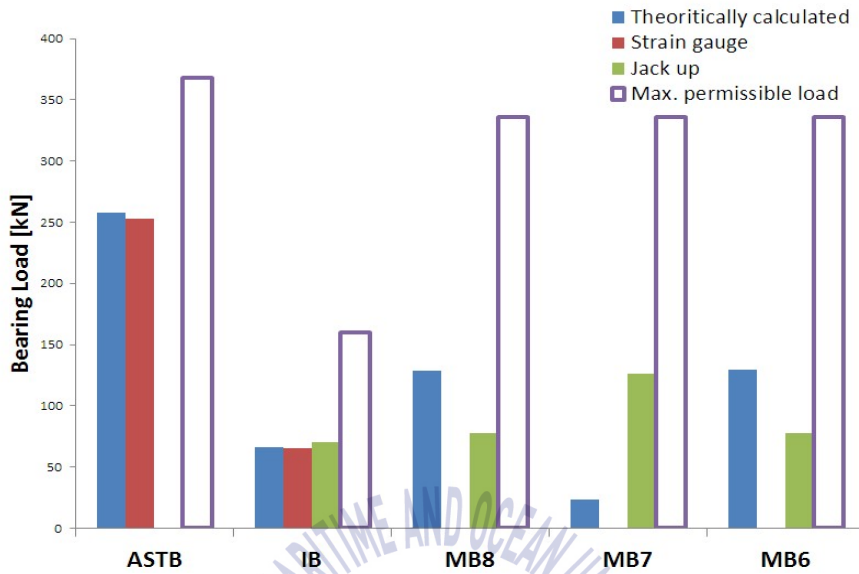


Fig. 6.15 Correlation among three methods at D3

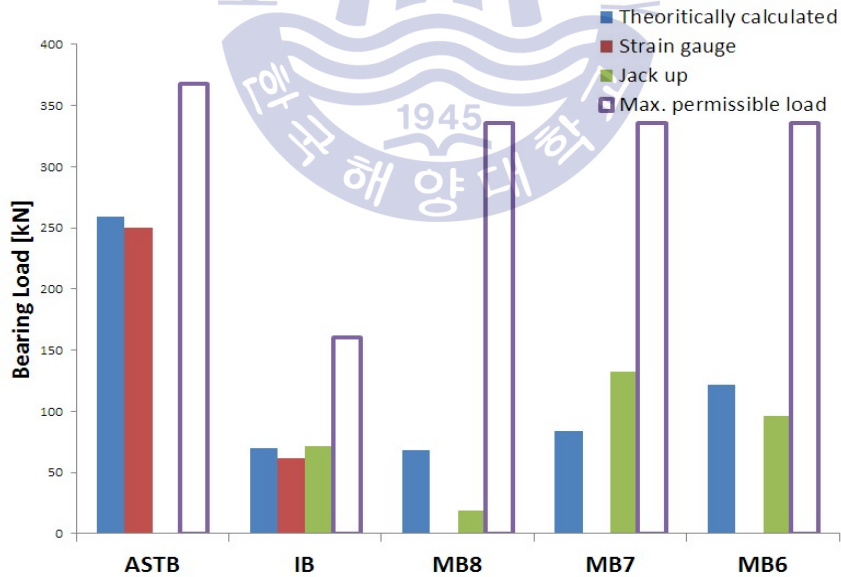


Fig. 6.16 Correlation among three methods at D4

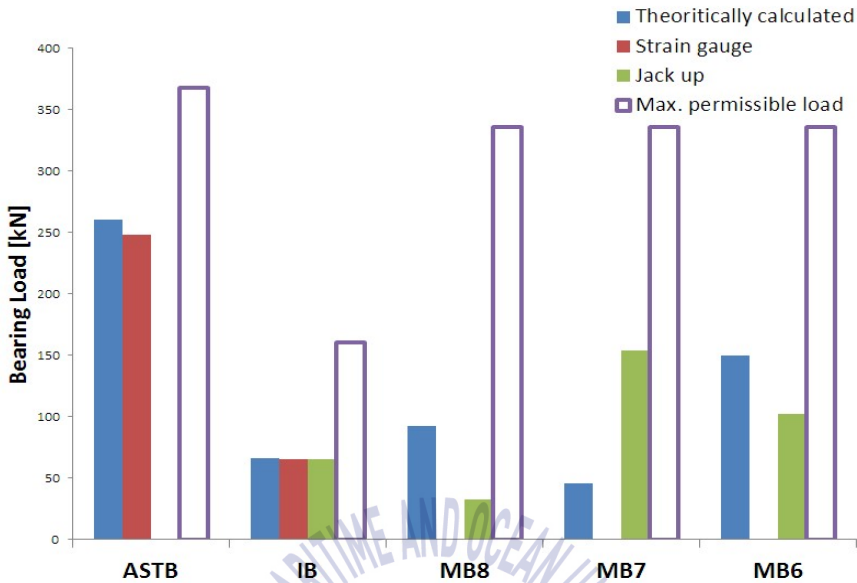


Fig. 6.17 Correlation among three methods at D5

잭업법은 중간축 베어링, 주기관 베어링과 같이 유압 잭을 근접 설치할 수 있는 곳에서 작업을 비교적 용이하게 실시할 수 있지만, 선미관 베어링 근처에는 유압 잭 설치가 불가능하므로 측정할 수 없는 단점이 있다. 반면 스트레인 게이지 법은 설치 시 시간이 많이 소요되는 문제가 있지만 모멘트 평형방정식을 이용하여 선미관 베어링의 반력을 계산할 수 있는 장점이 있다. 중간축 베어링 측정 및 계산은 상기 양 기법 모두에 공통적으로 해당되므로 중간축 베어링 반력의 일치여부 확인을 통해 상호간의 신뢰성을 교차 검증할 수 있다. 검토 결과 중간축 베어링의 반력은 대부분의 조건에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있었으며, 따라서 선미관 베어링의 반력 추정값 또한 높은 신뢰도를 가지고 있는 것으로 판단된다.

실측한 주기관 크랭크축 베어링의 반력은 비록 허용치 이내를 충분히 만족하고 있지만, 이론적 분석 결과와 차이가 있음을 알 수 있다. 이는 축계정렬 계산을 위한 모델링 시 사용하는 크랭크축 부분이 엔진 제작사에서 제공하는 단순 등가 2차원의 모델이므로 실제 크랭크축 웹(web)의 굽힘강성을 반영하지 못하기 때문인

것으로 판단된다. 또한 베어링 영향계수 값을 고려할 필요가 있는데 계산결과를 기준으로 MB8, MB7, MB6 베어링의 영향계수는 각각 1,360 kN/mm, 4,360 kN/mm, 3,430 kN/mm로서 매우 큰 값을 가진다. 이는 베어링 읍셋의 작은 변동이라도 주기관 베어링 하중에 큰 영향을 주게 됨을 의미한다. 이러한 읍셋의 변동은 주기관 베드 플레이트(bed plate)의 색(sag) 허용공차, 주기관 베어링 중심간의 허용편차, 실제 엔진이 설계된 것보다 더 경사지게 설치되었을 경우에 발생할 수 있는 일반적인 현상으로 판단되므로 크랭크축 베어링에 부정적인 영향을 미치지 않을 것으로 판단된다.

### 6.3 소결론

본 장에서는 스트레인 게이지법을 축계 굽힘모멘트를 계산한 결과로 선체변형량을 예측하고 축계의 베어링 반력을 분석하였다. 또한 측정결과를 잭업법 및 이론적 분석결과와 교차검증하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 스트레인 게이지법을 이용하여 분석한 선체변형량은 중간축 베어링에서  $-2$  mm, 주기관 베어링에서  $-4$  mm 정도로 추정되었다.

(2) 5만톤급 석유화학제품 운반선의 선체 변형량은 기존의 4만7천톤급에 비해 다소 증가하였는데 이는 프로펠러 중량 및 주기관 중량이 증대된 것과 프로펠러 직경의 증가로 인한 선미부 변경이 주 원인으로 판단된다.

(3) 선체 변형 하에서도 축계지지베어링의 반력은 허용치를 충분히 만족하고 있으며 이는 설계자가 선체변형의 경험치를 미리 반영한 결과로 판단된다.

(4) 스트레인 게이지법과 잭업법, 이론적 계산법으로 구한 베어링 반력을 교차검증한 결과 대부분의 조건에서 양호한 일치를 보여 해석의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

(5) 본 연구에서 제공한 선체변형량은 향후 유사선박의 축계정렬 검토 시 참고가 될 것으로 판단된다.

## 제 7 장 축계 횡진동 분석

횡진동 문제는 횡진동 계산을 통해 고유진동수 관점에서 대부분 문제없이 해결하고 있는 상황이지만 강제진동 해석과 관련된 연구는 축계 지지베어링의 강성 및 유막 강성, 프로펠러 기진력 등의 불분명한 요소들로 인해 아직까지도 난제로 남아 있다. 따라서 이러한 상황을 고려할 때 횡진동 고유진동수 계산결과를 선박의 운전상태에서 실측으로 검증하는 것이 바람직하다. 본 장에서는 횡진동 고유진동수 계산 및 스트레인 게이지 계측자료 분석을 통하여 횡진동 영향 하에서의 추진축계 안정성을 검토하였다.

### 7.1 횡진동 계산 및 분석 방법

본 연구 대상선박의 축계 주요 사양 및 스트레인 게이지 부착위치는 앞장에서 기술된 Table 5.2 및 Fig. 6.1과 같다.

횡진동 고유진동수 계산은 LATMODE<sup>[33]</sup> 및 Endyn<sup>[89]</sup> 프로그램을 사용하였으며, 근사계산법으로 수정 Panagopulos법 및 Jasper-Rayleigh 법을 사용하였고, 정밀계산법으로 유한요소법을 사용하였다. 또한 프로펠러의 부가수 효과 및 감쇠는 수정 Schwanecke 공식을 사용하고, 유막, 베어링, 베어링 받침대의 강성이 포함된 베어링의 강성은 Table 7.1에서와 같이 주기관 및 베어링 제작사의 자료를 참고하였다. 여기서 ASTB, IB, MB는 각각 선미관 선미 베어링, 중간축 베어링, 주기관 베어링을 의미한다.

Table 7.1 Respective bearing stiffness

Bearing	Stiffness [N/m]
ASTB	$2.0 \times 10^9$
IB	$1.0 \times 10^9$
MB	$5.0 \times 10^9$



이를 통해 횡진동 회전수 1차 성분 및 날개차수 성분의 공진점을 계산하였다. 아울러 계산결과와의 비교 검증을 위해 스트레인 게이지를 이용한 계측을 수행하고 굽힘응력을 계산하였다. 통상 계측은 횡진동으로 인한 축계의 응력진폭이 최대가 될 것으로 예상되는 지점을 측정위치로 선정하여 수행하는 것이 가장 이상적이나 해당 지점은 선체 외부의 프로펠러 질점에 해당하므로 차선택으로서 진폭비가 기관실 내에서 가장 높을 것으로 예상되는 SG#7위치에서 계측을 수행하였다. 스트레인 게이지 설치위치와 원격측정장치의 구성은 앞장에 기술된 Fig. 6.1 및 Fig. 6.2와 Table 6.1과 같다.

굽힘응력 값을 취득하는 방법은 다음과 같다. 축 표면에 부착된 스트레인 게이지의 저항값은 축 회전시 발생하는 축의 수직 변형률에 비례하여 변동하는데 이러한 저항값의 변화로 입력전압 대비 변동된 출력전압을 얻을 수 있다. 이를 통해 식 (7.1)과 같은 하프 휘스톤 브릿지 결선 방식에서의 변형률을 얻을 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{V_o}{V_{ek}} \frac{2}{k} \quad (7.1)$$

여기서,  $V_o$ 는 휘스톤 브릿지에서 측정된 출력전압 값이고,  $V_{ek}$ 는 입력전압이다. 본 연구에서는 10V의  $V_{ek}$  값이 사용되었다.  $k$ 는 스트레인 게이지 상수이다. 따라서 스트레인 게이지로부터 수신된 변형률과 축 재료의 종탄성계수  $E$ 를 이용하면 식 (7.2)와 같이 축의 굽힘응력을 구할 수 있다.

$$\sigma_b = E\varepsilon \quad (7.2)$$

Fig. 7.1은 대상 선박의 어떤 운전 상태에서 계측된 굽힘응력 선도 예를 보여준다. 계측은 주기판의 2~5 rpm 간격으로 수행하였으며, 아래 조건에 따라 각각 수행하였다.

FLF : Scantling draft APT full (aft: 12.6m fore: 13.2m)

NBE : Ballast draft APT empty (aft: 7.9m fore: 6.3m)

다음으로 운전상태에서 취득된 시간기반(time-domain)파형을 관찰하고 고속 푸

리에 변환(FFT)을 이용한 주파수 스펙트럼 분석을 수행하였다. 또한 스펙트럼을 차수 추적(order tracking)하여 횡진동과 밀접한 관계에 있는 1차(1X), 4차(4X), 8차(8X) 성분들을 분리하여 회전속도 변화에 따른 각 주파수 성분들을 분석하였다.

마지막으로 주파수 스펙트럼을 회전수에 대해 연속 중첩하여 회전수 변화에 따른 축계의 횡진동 양상의 변화를 분석하였다,

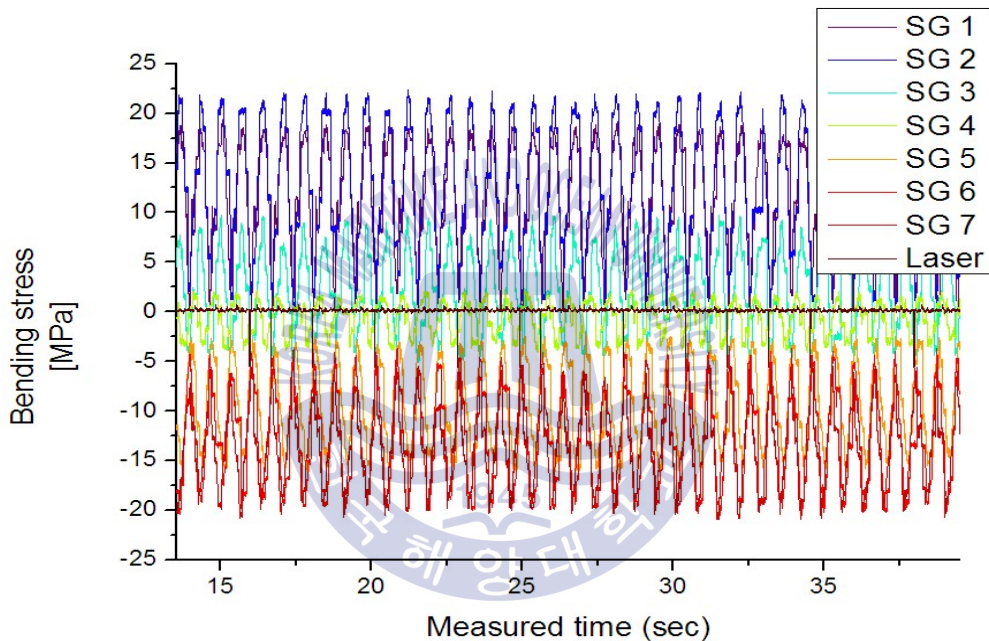


Fig. 7.1 A measured real time domain bending stress plot

## 7.2 결과 및 고찰

먼저 횡진동 고유진동수 계산결과는 Table 7.2 와 같다. 검토결과 모든 조건에서 1절4차(프로펠러 날개차수)의 공진회전수는 엔진정격최대출력회전수(MCR) 대비 최소 163.8% 이상의 영역에 위치함으로서 제한치( $\pm 20\%$ )를 상회하는 것으로 나타났다. 따라서 자유진동 측면에서 대상선박의 프로펠러축 회전수는 계산한 횡

진동 고유진동수에 비하여 충분히 낮으므로 축계는 횡진동 공진현상으로 인한 부정적인 영향을 받지 않을 것으로 판단되었다.

**Table 7.2** Natural frequencies according to various method

Method	1st mode/4th order [cpm]	
Modified Panagopulos	884/221	
Jasper-Rayleigh	Stand	827/207
	Forward	981/245
	Backward	726/181
FEM	610/153	
Endyn	702/176	

다음으로 선박의 엔진 부하별 운전상태에서 취득된 시간파형을 관찰하였다. Fig. 7.2 내지 Fig. 7.5에서는 FLF, NBE 조건하에서 NCR/MCR 근방(78/95 rpm)의 시간파형 선도를 나타내었다. 관찰 결과 전반적으로 위상이 일정하고 동일한 형태의 파형이 계속 반복되는 정현파 형태의 분수조화(subharmonics)진동 패턴을 보이는 바, 선박의 운전영역에서 횡진동으로 인한 비정상적인 과도상태나 짧은 과도 충격(transient impulse)현상 등은 나타나지 않는 것으로 판단되었다.

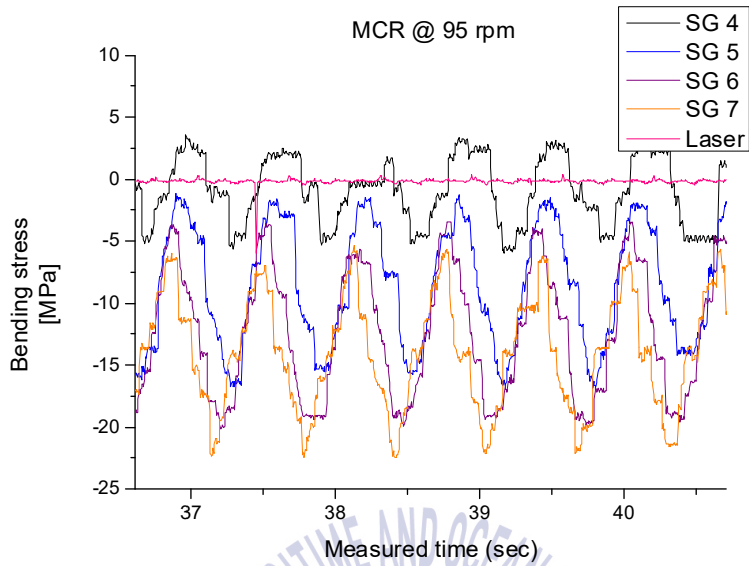


Fig. 7.2 Time domain bending stress plot sampled at NCR of FLF condition

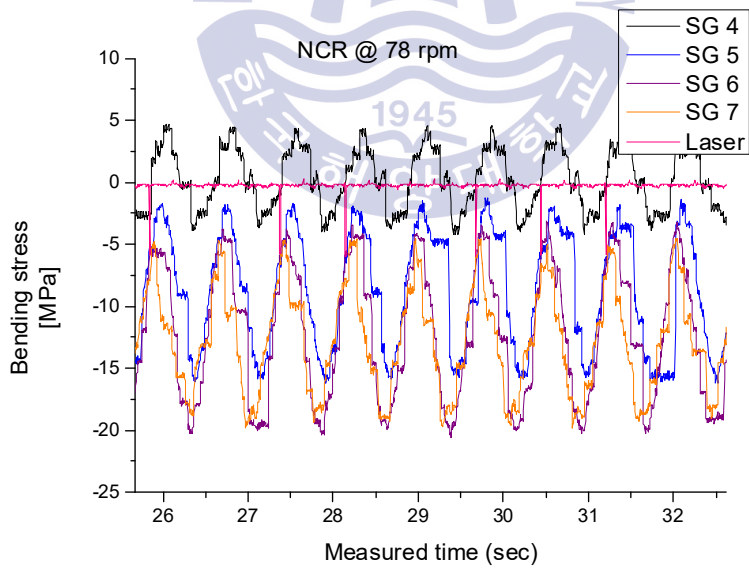


Fig. 7.3 Time domain bending stress plot sampled at MCR of FLF condition

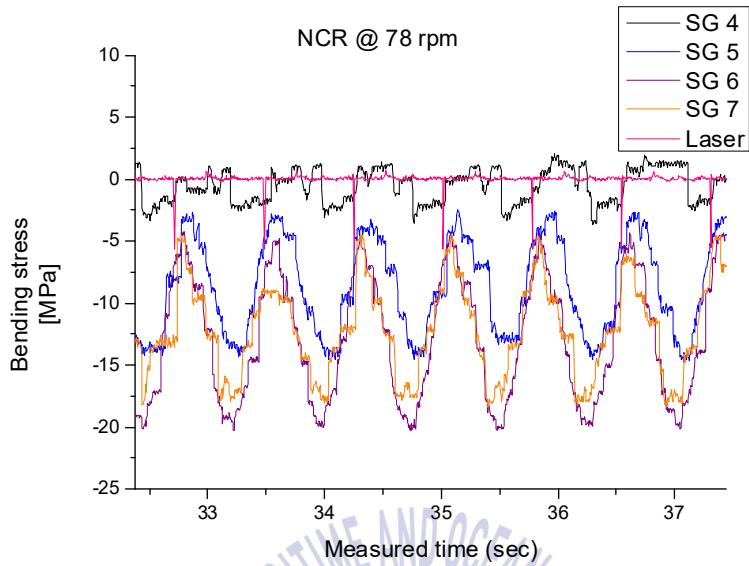


Fig. 7.4 Time domain bending stress plot sampled at NCR of NBE condition

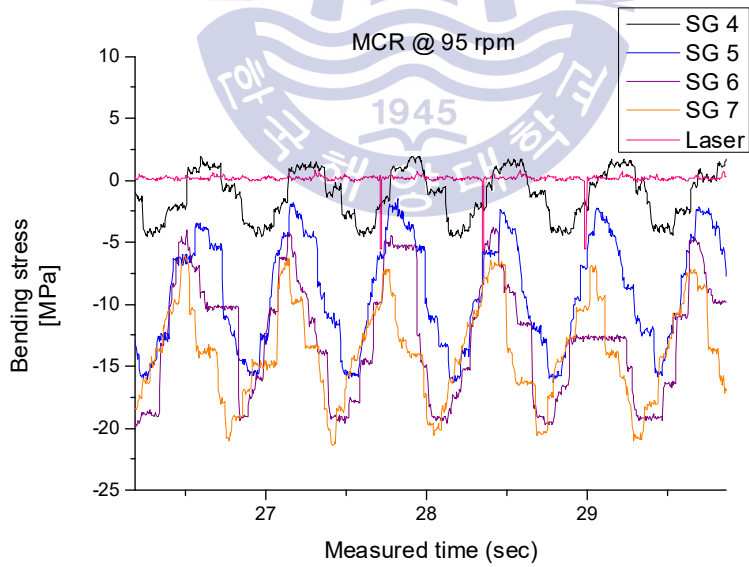


Fig. 7.5 Time domain bending stress plot sampled at MCR of NBE condition

시간파형 관찰의 다음 단계로 FLF 및 NBE 조건에서 2~5 rpm 간격으로 측정된 데이터를 고속 푸리에 변환(FFT) 처리하여 주파수 기반(frequency-domain) 스펙트럼 분석을 수행하였다. Fig. 7.6 및 Fig. 7.9에 대표적으로 FLF 및 NBE 조건별로 NCR 및 MCR 지점에서의 주파수 스펙트럼 분석 결과를 나타내었다.

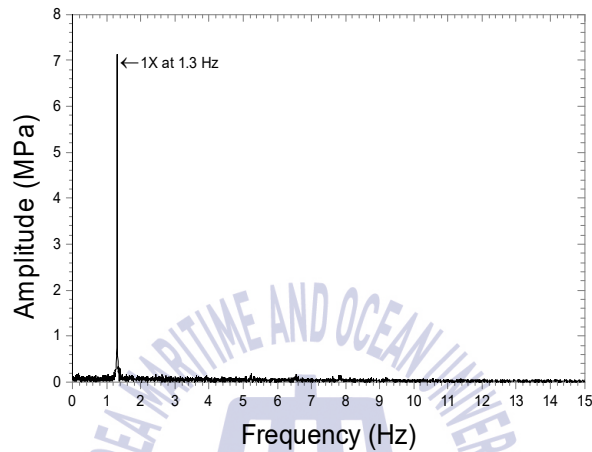


Fig. 7.6 Frequency spectrum of lateral vibration from SG7 at NCR of FLF condition

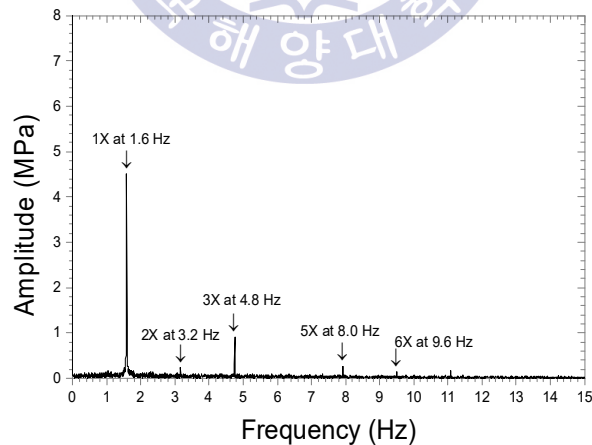


Fig. 7.7 Frequency spectrum of lateral vibration from SG7 at MCR of FLF condition

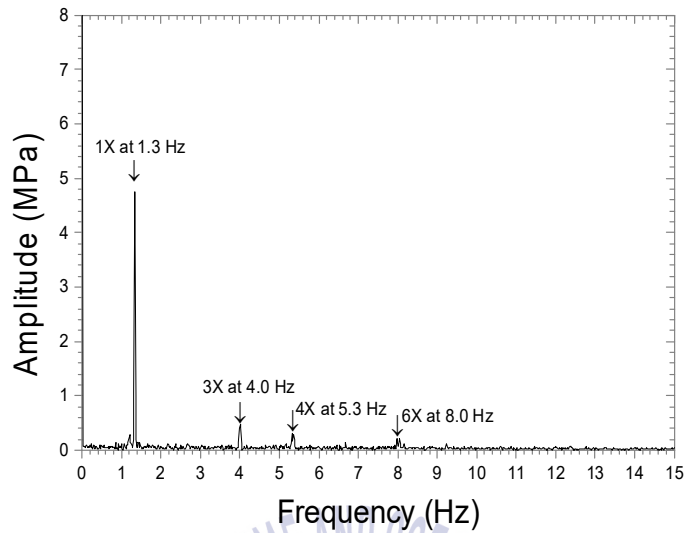


Fig. 7.8 Frequency spectrum of lateral vibration from SG7 at NCR of NBE condition

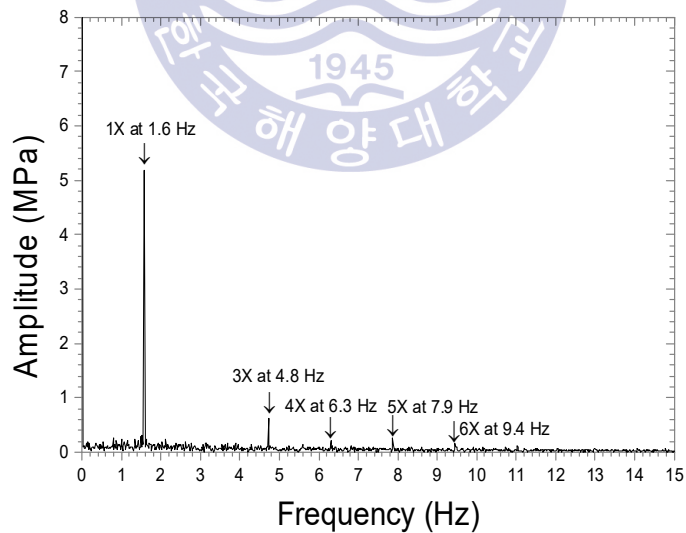


Fig. 7.9 Frequency spectrum of lateral vibration from SG7 at MCR of NBE condition

분석결과 회전수 1차 진동성분이 다른 성분에 비해 지배적으로 나타나고 있음을 확인하였다. 이는 횡진동 1차 기진력의 주된 기진원인 프로펠러의 불평형력 및 곡선배치된 축계정렬 방식에서 기인한 프로펠러축 자체의 불평형(run-out)효과가 작용하기 때문인 것으로 판단된다. 프로펠러 날개차수 성분(4X)은 회전수 1차 성분에 비해 엔진 전체 회전수 구간에서 현격히 낮은 수준으로 나타났다. 이는 짝수 프로펠러 채용에 따라 프로펠러축에 미치는 굽힘모멘트가 상대적으로 홀수 날개에 비해 작은 점<sup>[53]</sup>, 계측위치가 프로펠러 위치가 아닌 기관실 후단격벽에 위치한 점 등이 프로펠러 날개차수 성분이 낮게 나타난 원인이라고 추정할 수 있다. 따라서 보다 상세한 검토를 위하여 주파수 기반 스펙트럼을 횡진동과 밀접한 관계에 있는 1차(1X), 4차(4X), 8차(8X)의 차수성분으로 분리(order tracking)하여 각 주파수 성분들을 회전속도의 변화(rpm-domain)에 따라 분석하여 Fig. 7.10 및 Fig. 7.11 에 FLF 및 NBE 조건별로 나타내었다.

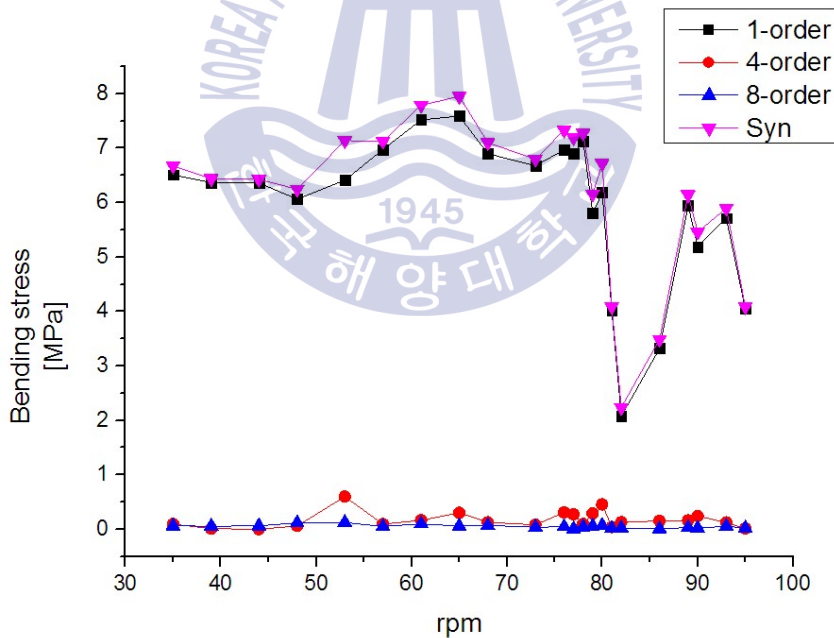


Fig. 7.10 RPM domain bending stress by order tracking at FLF condition



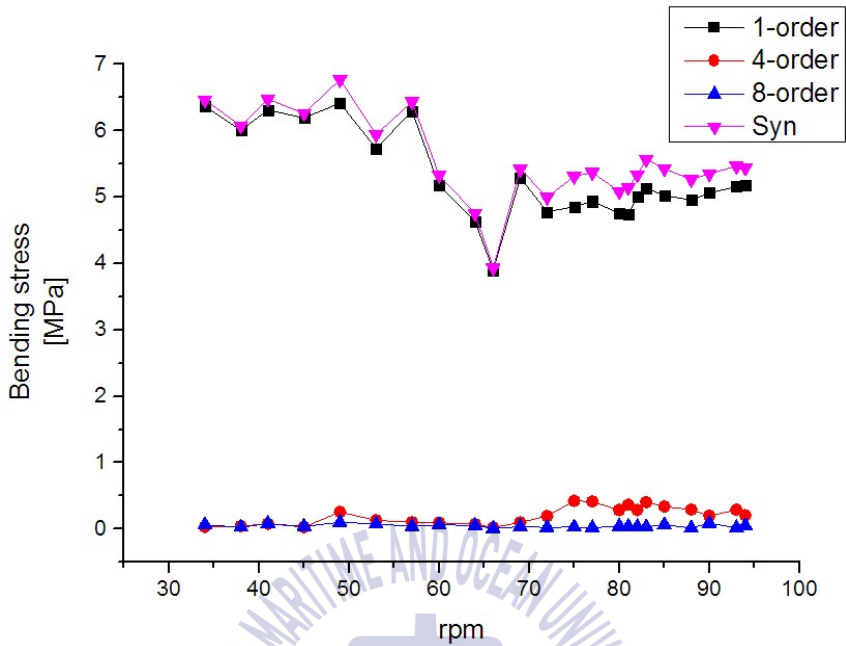


Fig. 7.11 RPM domain bending stress by order tracking at NBE condition

분석결과 회전수 1차성분의 경우 대체로 회전수에 관계없이 일정한 응답을 나타내고 있는데, 이는 횡진동의 영향이라기보다는 곡선배치 축계정렬로 인한 축계 자체가 지닌 run-out 값의 영향인 것으로 추정된다. 다만, FLF 조건의 81~90 rpm, NBE 조건의 57~66 rpm 구간에서 일시적으로 굽힘응력이 감소되는 경향이 나타나는데, 이는 선박의 운항 중 발생하는 서로 다른 진동의 기진원이 연성되어 기진력의 상쇄효과가 나타난 현상으로 추정된다. 또한 차수추적을 통해 특정 회전수에서 발생하는 공진점을 토대로 운전영역 밖에 위치하는 횡진동 고유진동수를 평가하고자 하였지만, 본 계측구간에서 주목할 만한 공진점은 나타나지 않았다. 따라서 위험회전수영역은 이론적 자유진동 계산에 따라 판단하여도 무방할 것으로 판단된다.

마지막으로 회전수 변화에 따른 축계의 횡진동 양상의 변화를 분석하기 위하여 FLF 및 NBE 조건별로 주파수 스펙트럼을 회전수에 대해 연속 중첩하여 Fig. 7.12 및 Fig. 7.13 과 같이 폭포선도(waterfall plot)로 나타내었다.

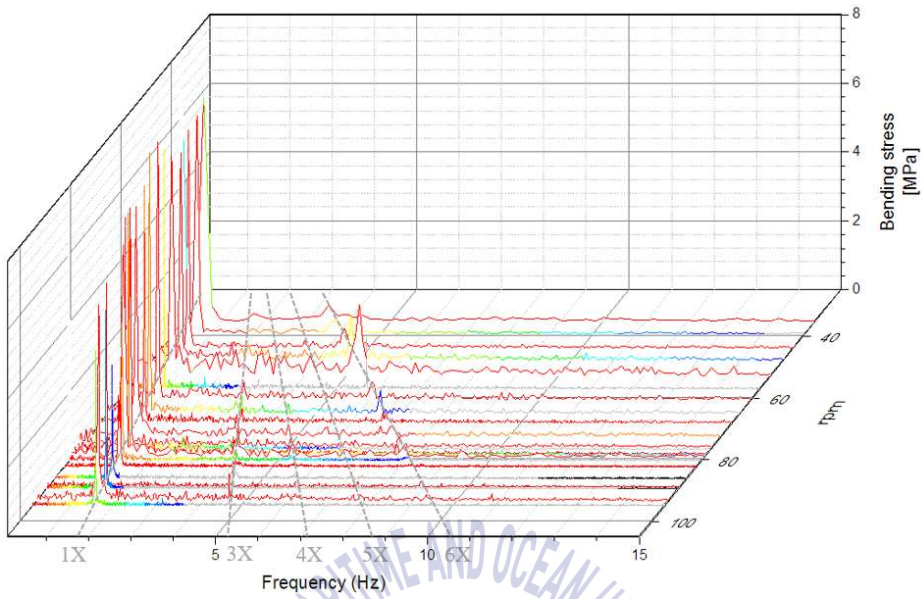


Fig. 7.12 Waterfall plot at FLF condition

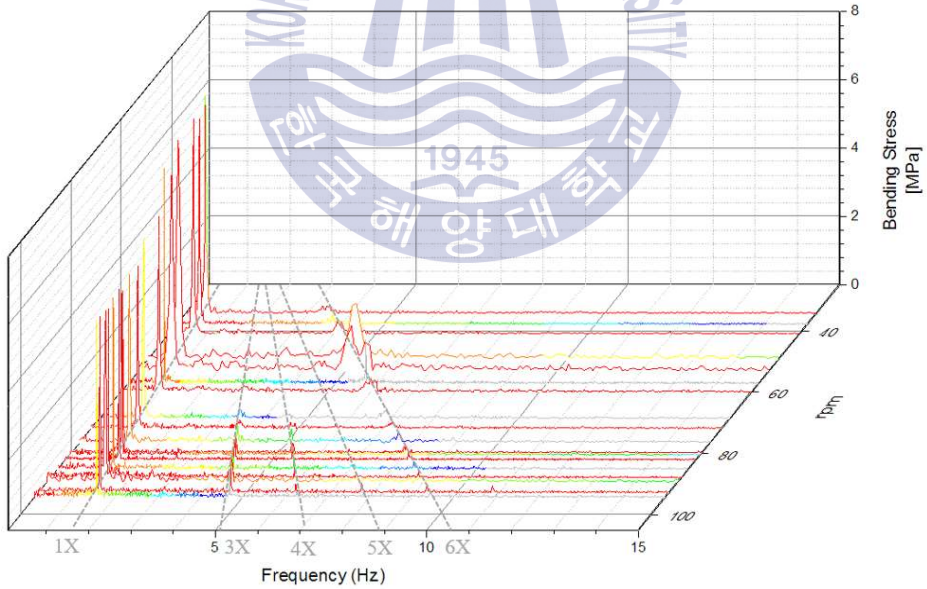


Fig. 7.13 Waterfall plot at NBE condition

분석결과 40~60 rpm 영역에서는 회전수 6차성분이 유의미하게 나타나는 것을 확인할 수 있는데, 이는 비틀림진동 위험회전수구간(47~57 rpm) 통과 시 발생하는 주기관 6차 성분과의 연성진동이 발생하기 때문인 것으로 판단된다. 또한 응력진폭이 1차 및 6차성분에 비해 낮기는 하나 NBE 조건에서의 프로펠러 차수 성분(4X)이 FLF 조건 대비 비교적 선명하게 검출되는 것을 확인할 수 있는데, 이는 날개수 4장 프로펠러의 경우 평균 토크에 대한 수평 굽힘모멘트가 밸러스트 흡수 상태에서 더 크게 작용하기 때문인 것으로 판단된다.

문헌<sup>[33]</sup>에 따르면 평온한 해역에서 평균적으로 발생하는 대단부의 반복 응력은 30 MPa 정도이며 경흘수에서 50 MPa, 황천시에는 60~90 MPa 정도이다. 상기사항을 종합하여 판단할 때 측정된 굽힘응력은 발표된 실측결과 대비 10% 수준에 불과하므로 본 선박의 전 운항영역에서의 횡진동에 의한 공진현상은 발생하지 않는 것으로 판단된다.

### 7.3 소결론

본 장에서는 횡진동 고유진동수계산 및 스트레인 게이지 계측자료 분석을 수행하고 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 횡진동 고유진동수 계산결과 공진회전수는 MCR 대비 최소 163.8% 이상의 영역에 위치함으로서 제한치( $\pm 20\%$ )를 상회하는 것으로 나타났다.

(2) 취득한 시간과형 관찰 결과 횡진동으로 인한 굽힘응력의 비정상적인 과도상태나 짧은 과도충격(transient impulse)현상 등은 나타나지 않는 것으로 판단되었다.

(3) 회전수 1차성분의 경우 대체로 rpm에 관계없이 일정한 응답을 나타냈는데 이는 축 자체가 지닌 run-out 값 때문인 것으로 판단된다.

(4) 40~ 60 rpm 영역에서 회전수 6차성분이 나타나는 것을 확인할 수 있는데 이는 위험회전수 구간(47~57 rpm) 통과 시 비틀림진동 6차 성분과의 연성진동이 발생하기 때문인 것으로 판단된다.

(5) 측정된 스트레인을 이용하여 계산한 굽힘응력은 발표된 실측결과 대비 10% 수준에 불과하므로 본 선박의 주요 운전영역에서 측계는 횡진동으로 인한 부정적인 영향을 받지 않을 것으로 판단된다.



--- This page is intentionally blanked ---



## 제 8 장 가속 및 직진시 축 거동상태 분석

선박 직진시 축 거동에 미치는 영향을 분석하기 위한 방법으로서 시간영역 기반 선도 및 회전각 기반 선도 이외에 진동해석 및 거동분석에 유용한 궤도선도 (orbit plot)가 있다. 이를 얻기 위해서는 원칙적으로는 Fig. 8.1 과 같이 계측 위치에 두 개의 비접촉 변위센서를 축 중심에서 서로  $90^\circ$  간격을 두고 설치하고, 회전속도를 기록할 수 있는 또 하나의 변위센서를 설치해야 한다. 이 경우에 한 센서로부터 발생하는 신호는 선도의 수평축 입력이 되고 다른 센서로부터 발생하는 신호는 수직축 입력이 된다.

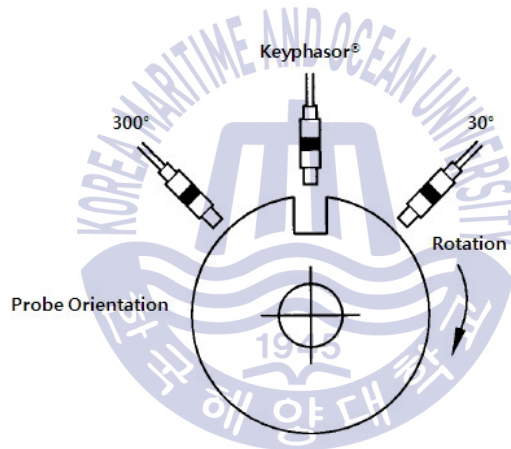


Fig. 8.1 Typical displacement measurement configuration

이 두 직교 방향의 신호들은 각각의 시간과형으로 동시에 표시할 수 있거나 또는 두 신호를 결합하여 하나의 정보로 나타낼 수 있다. 또한 정확한 변위 및 축의 궤도를 측정하기 위해서는 수력학적 프로펠러 힘의 영향이 직접적으로 미칠 것으로 예상되는 선미관 후부 실(seal) 근방에 비접촉 변위센서를 설치하고 각각의 순간에 수집한  $X$ ,  $Y$  축 좌표값으로 축 중심의 좌표를 구해야 하나<sup>[90]</sup>, 이는 게이지 설치를 위한 별도의 브라켓(bracket) 제작, 센서 및 안테나 트랜스미터 등의 방수, 방유조치 등의 추가공정이 수반될 뿐만 아니라 아직까지 국내기술로 시행된 연구

결과가 없기 때문에 해외 기술용역 의뢰에 따른 고비용 문제가 발생하므로 모든 선박에 대해 수행하기는 현실적으로 어렵다. 따라서 이에 대한 대체방법으로 기관실 내에 설치한 스트레인 게이지 정보로부터 계산한 모멘트 성분을 수직과 수평성분으로 분리하여 궤도선도로 나타낼 수 있다. 이 방법은 비록 프로펠러 근방에서의 직접계측과 같이 축 중심의 정확한 변위성분은 알 수 없지만, 이를 통해 운전 시 엔진 부하에 따른 축의 이동방향의 양상을 간접적으로 알 수 있어 실용적이라 할 수 있다.

본 장에서는 상기 제5~7장을 통해 분석한 결과에 더하여 선박의 가속 및 직진 시 프로펠러의 수력학적 힘이 축계의 거동에 미치는 영향을 스트레인 게이지 계측자료 분석을 통해 보다 상세히 고찰하고자 한다.

## 8.1 계측 및 데이터 분석 방법

계측은 시운전시 밸러스트 흡수조건, 만재흡수조건의 2개 조건에서 수행하였고, 엔진부하(25%, NCR(69.5%), 85%, MCR)에 따른 축계의 이동방향을 분석하였다.

### 8.1.1 측정 설비의 구성(configuration)

본 연구 대상선박의 축계 주요 사항은 앞장에서 기술한 Table 5.2와 같으며, 스트레인 게이지 및 레이저 변위센서의 부착위치는 Fig. 8.2 및 Table 8.1 과 같다.

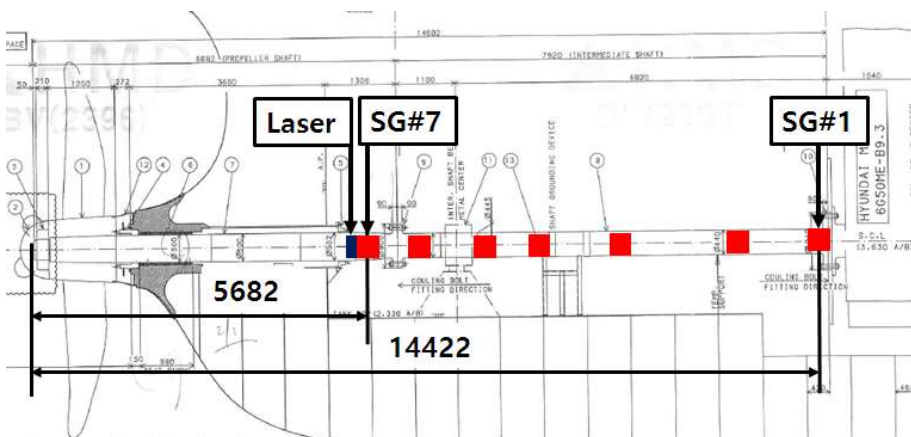


Fig. 8.2 Strain gage and laser sensor position

Table 8.1 Sensor connections

Channel No.	Transducer type	Transducer name (mounted position)
1	Laser sensor	L1 (right after forward S/T seal)
2	Strain gage	SG7 (forward propeller shaft)
3	Strain gage	SG6 (Aft intermediate shaft)
4	Strain gage	SG5 (right after intermediate bearing)
5	Strain gage	SG4 (middle intermediate shaft)
6	Strain gage	SG3 (middle intermediate shaft)
7	Strain gage	SG2 (forward intermediate shaft)
8	Strain gage	SG1 (forward intermediate shaft)

Fig 8.2 에서와 같이 SG #1부터 SG #7은 변형을 측정을 위한 스트레인 게이지이며, Fig. 8.3 과 같이 주기관 No.1 cylinder TDC를 기준으로  $\alpha(40^\circ)$ 만큼 떨어진 곳의 축 상부 및 하부에 2개이지 범으로 부착하였다. 여기서  $\beta(45^\circ)$ 는 주기관 No.1 cylinder TDC를 기준으로 프로펠러 날개 중심선까지의 각도를 의미한다. 스트레인 게이지는 기관실 내에 설치되어 있으므로 습기와 기계적 충격으로부터의 보호조치는 별도로 수행하지 않았다. 측정설비 구성을 위한 신호선, 배터리 및 텔레메트리 송신장치(transmitter)는 Fig. 8.4 와 같이 테이프로 축에 고정하였다.

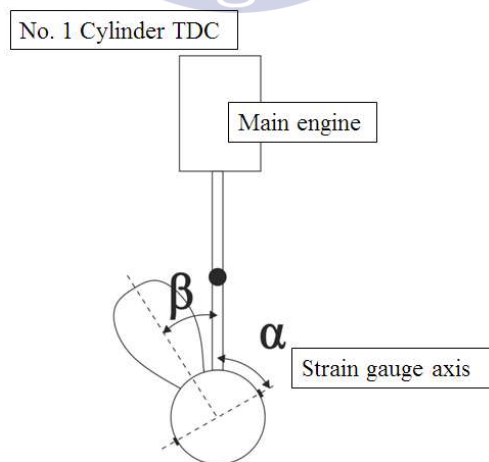


Fig. 8.3 Strain gage installation angle



또한, 선미관 선수 밀봉장치(seal)쪽의 프로펠러축 변위를 측정하기 위하여 Pepperl+Fuchs 사의 레이저 센서(VDM18-300/32/105/122)를 Fig. 8.5 와 같이 부착하였고, 아올러 No.1 cylinder TDC 위치에 5 mm 두께의 고무패드를 부착함으로써 이를 통해 축의 회전속도 검출 및 계측치를 축 회전각 기반 선도로 나타낼 수 있도록 하였다.

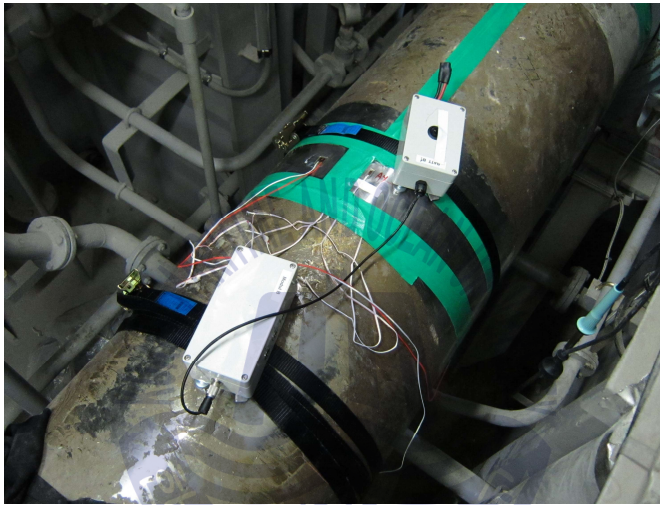


Fig. 8.4 Telemetry system in engine room



Fig. 8.5 Laser sensor installation

### 8.1.2 계측 절차

Table 8.2 및 Table 8.3 과 같이 만재 흘수상태에서의 APT(after peak tank) 적재상태(full laden APT full (FLF)) 및 밸러스트 흘수상태에서의 APT 배수 상태(normal ballast APT empty (NBE))의 2개 조건에서 계측을 수행하였다.

Table 8.2 Test program of full laden APT full condition

Date	Time	Test#	Test	Load	rpm
30 <sup>th</sup> May	17:14	1	Static	0	0
3 <sup>rd</sup> June	8:59	2	Acceleration	0 to 25%	0 ~ 57.3
3 <sup>rd</sup> June	9:05	3	Steady state	25%	57.3
3 <sup>rd</sup> June	9:08	4	Acceleration	25 to 69.5%(NCR)	57.3 ~ 78.3
3 <sup>rd</sup> June	9:17	5	Steady state	NCR	78.3
3 <sup>rd</sup> June	10:02	6	Steady state	NCR	81
3 <sup>rd</sup> June	13:30	7	Steady state	NCR	83.8
3 <sup>rd</sup> June	13:44	8	Acceleration	NCR to 85%	78.3 ~ 90.2
3 <sup>rd</sup> June	13:55	9	Steady state	85%	90.3
3 <sup>rd</sup> June	14:03	10	Steady state	85%	90.2
3 <sup>rd</sup> June	16:03	11	Acceleration	85 to MCR	89.5 ~ 95
3 <sup>rd</sup> June	16:20	12	Steady state	MCR	95

**Table 8.3** Test program of normal ballast APT empty condition

Date	Time	Test No.	Test name	Load	rpm
5 <sup>th</sup> June	7:19	1	Acceleration	0 to 25%	0 ~ 57.3
5 <sup>th</sup> June	7:29	2	Steady state	25%	57.3
5 <sup>th</sup> June	7:33	3	Acceleration	25 to 69.5%(NCR)	57.3 ~ 83.3
5 <sup>th</sup> June	7:50	4	Steady state	NCR	83.5
5 <sup>th</sup> June	8:09	5	Steady state	NCR	83.7
5 <sup>th</sup> June	11:10	6	Acceleration	NCR to 85%	83.7 ~ 89.5
5 <sup>th</sup> June	11:21	7	Steady state	85%	89.5
5 <sup>th</sup> June	11:28	8	Acceleration	85 to MCR	89.5 ~ 94.5
5 <sup>th</sup> June	11:40	9	Steady state	MCR	94.4
5 <sup>th</sup> June	13:52	10	Static	0	0

### 8.1.3 원 신호(raw data)의 처리

스트레인 게이지로부터 수신한 계측 데이터는 게이지가 설치되어 있는 위치의 축 단면에서 엔진 부하에 따라 변화하는 굽힘모멘트를 얻기 위한 기초정보로 사용되며, 굽힘모멘트는 축 1회전시의 스트레인 게이지 변형률( $\epsilon$ ) 진폭을 이용하여 식(6.3)을 이용하면 산출할 수 있다. 이 굽힘모멘트는 Fig. 8.6 과 같이 프로펠러 및 스트레인 게이지 설치위치의 축 단면에 대해 회전좌표계(a rotating coordinate system)로 도시할 수 있다.

또한 굽힘모멘트를 궤도선도로 나타내기 위해서는 스트레인 게이지의 신호(원 신호)를 1/4회전( $=90^\circ$ )지연시켜 수평성분신호(지연신호)를 예측하는 것이 필요하다. 이를 위해서는 프로펠러 날개(4장)는 모두 대칭이라는 가정이 필요하며 시간기반 신호를 축 회전각 기반신호로 변환하는 작업이 필요하다.

시간기반 신호는 Fig. 8.7 과 같이 측정된 레이저(laser) 변위 신호를 통해 다음 레이저 변위 신호 수신시까지의 시간을 식 (8.1)에서와 같이 축의 회전수로 환산하여 No.1 cylinder TDC 기준의 회전각 기반 신호로 변환하였다.

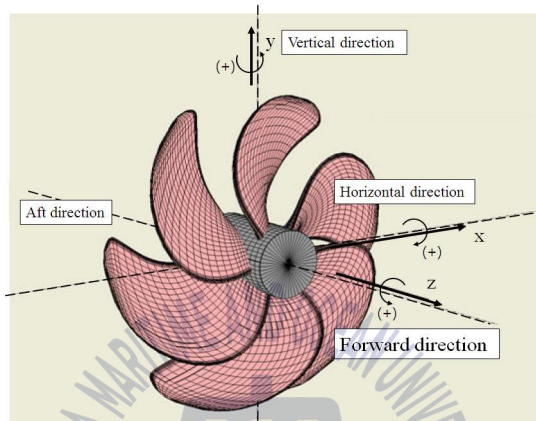


Fig. 8.6 Definition of moment direction

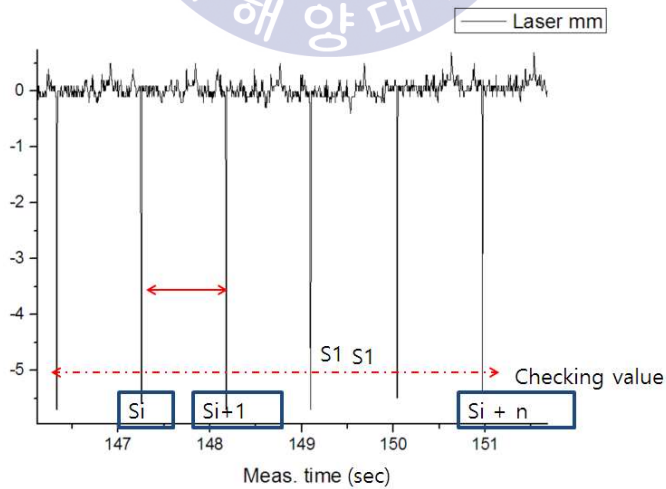


Fig. 8.7 Convert laser signal to shaft rpm

$$N_i = \frac{60}{S_{i+1} - S_i} \text{ [rpm]} \quad (8.1)$$

여기서,  $S_i$ 는 변위신호의  $i$ 번째 수신시점을 의미한다.

또한 보다 명확한 선도를 나타내기 위하여 원 신호에서 나타나는 noise를 FFT 처리를 통해 20점 평활화 하였다. 따라서 상기와 같이 회전각 기반으로 변환한 원 신호와 지연신호를 조합하면 선박의 가속 및 직진시 전체 구간에서 발생하는 축의 굽힘모멘트 궤도선도를 얻을 수 있다. Fig. 8.8은 상기와 같은 절차로 시간기반 선도를 회전각 기반선도로 변환 후 평활화한 예를 보여주며, Fig. 8.9에 이를 이용한 엔진 부하별 분석결과의 예시를 나타내었다. Fig. 8.9의 왼쪽 상방으로부터 시계방향으로 엔진 부하에 따른 스트레인 게이지의 실시간 파형을 회전각을 기준으로 나타낸 전방향 합성(synthesized) 선도, 전방향 선도를 수직 및 수평 성분으로 분리한 선도, 수직/수평성분을 굽힘모멘트 궤도로 나타낸 선도를 나타낸다.

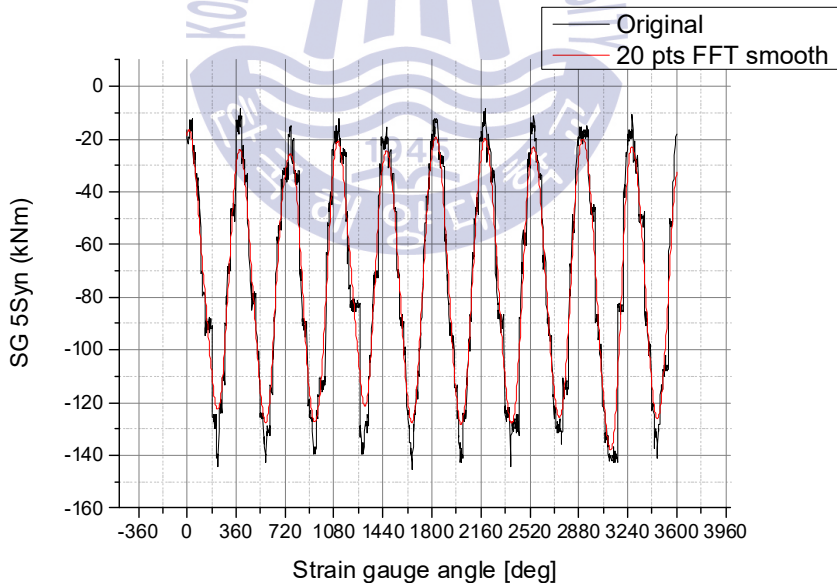


Fig. 8.8 An example of FFT processing

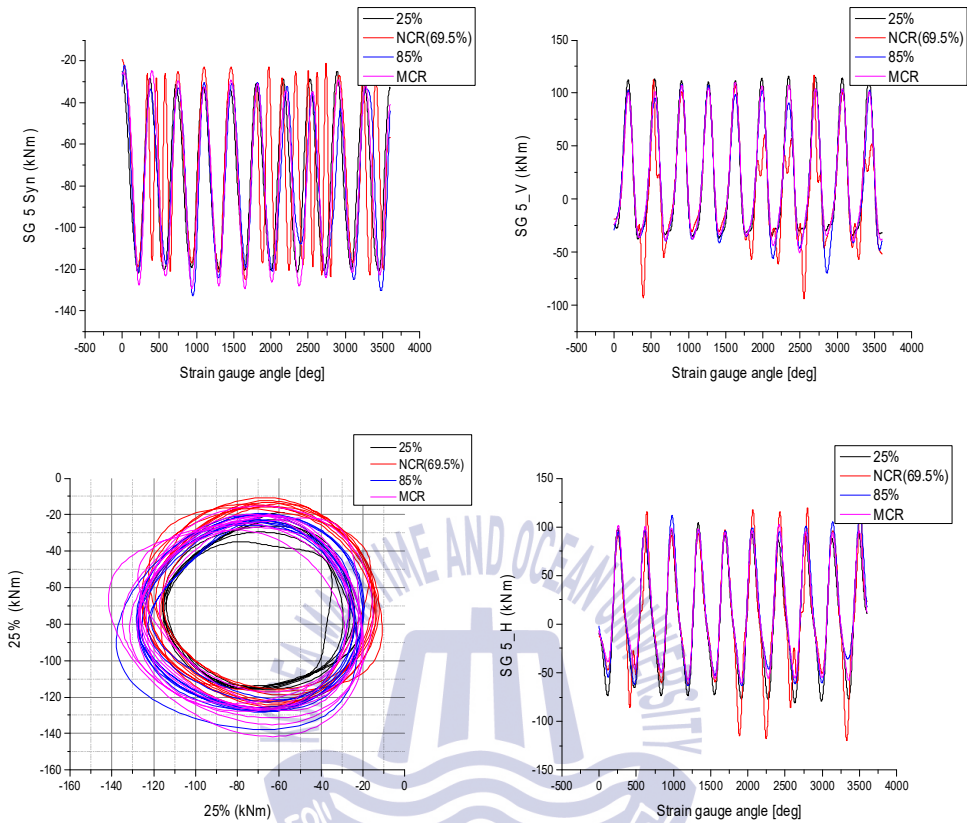


Fig. 8.9 An example of processed strain gauge signal

#### 8.1.4 진동 원인별 궤도(orbit) 형태 분석

전형적인 궤도선도의 형태와 이에 따른 원인은 일반적으로 다음과 같다.

##### (1) 불평형(unbalance)

이상적으로는 순수한 평형 상태의 축 궤도선도는 Fig. 8.10 (a) 와 같이 진원형태를 나타내지만, 실제로는 기계가 이상적인 조건에 아주 접근할지라도 Fig. 8.10 (b) 와 같이 불평형을 나타내는 타원의 모양을 나타낸다.

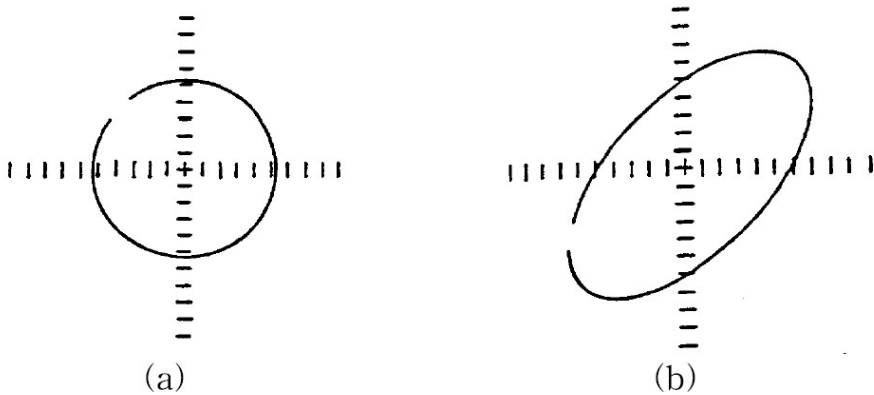


Fig. 8.10 Typical orbit at balance and unbalance condition

이는 진원을 가지려면 베어링의 수평 및 수직 강성이 같아야 하는데 통상 기계는 바닥에서 수직방향으로 거치되기 때문에 수직방향의 강성이 더 크게 나타나기 때문이다. 따라서 궤도선도는 동일하지 않은 강성으로 인해 어느 정도의 타원형태로 나타난다.

## (2) 축의 마찰(rubs)

마찰은 일반적으로 축이 베어링 표면이나 실(Seal) 같은 정지된 물체에 접촉함으로써 발생하며 통상적인 원인은 과도한 불평형, 정렬불량, 과도한 베어링 간극, 열적인 휨 등이 있다고 알려져 있으며<sup>[91]</sup>, 주로 부분 마찰과 전체 마찰로 구분된다.

### ㄱ. 부분 마찰

미소한 정도의 축 마찰은 축이 1회전 하는 동안에 한번 정지체와 접촉하는 마찰을 의미하며 Fig. 8.11 과 같이 진원 또는 타원의 궤적이 약간 변형된다. 이러한 부분 마찰은 시간이 경과함에 따라 전체 마찰로 진전되기도 한다.

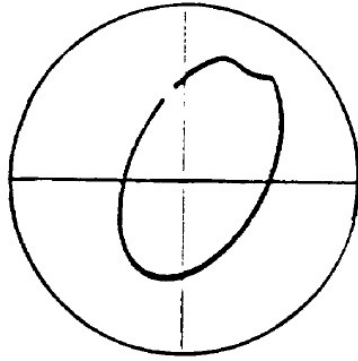


Fig. 8.11 An example of orbit at very slight shaft rub

ㄴ. 전체 마찰

마찰이 더욱 심해지면 궤적은 점차 더욱 복잡하고 일정하지 않는 경향을 띤다. 공진이 가진될 수 있고, 고조파 주파수가 나타날 수 있다. Fig. 8.12 와 같이 전체 마찰이 발생하는 경우 여러 가지 형태의 비선형 궤적이 나타난다.



Fig. 8.12 An example of orbit at overall shaft rubs



#### ㄷ. 충격 및 반동 마찰 (Hit and bounce rub)

약한 마찰과 심한 마찰 사이에 Hit and bounce라고 하는 부분 마찰이 있다. 정렬불량과 같은 상태는 축이 베어링 표면과 접촉하여 축을 원주방향 바깥쪽으로 이동하게 하는 힘이 작용한다. 그러나 상태가 악화될 경우 축은 베어링 표면과 충돌하고 튕겨 나오는 현상이 발생하며, 이때 궤적은 내부 루프(internal loop)형태를 띠게 되는데 상태가 악화됨에 따라 더 많은 충돌이 발생할 수 있고 충돌이 빈번해 질수록 내부 루프 궤적은 Fig. 8.13 과 같이 더욱 촘촘해진다.

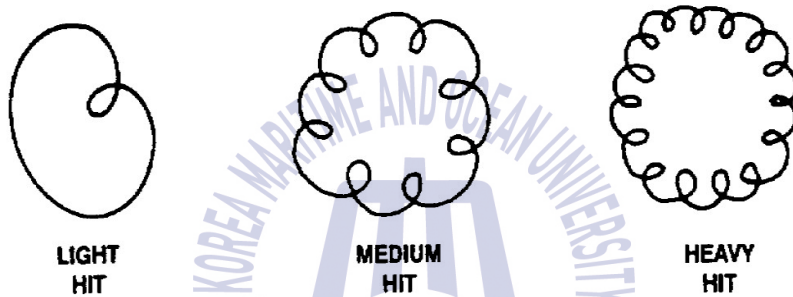


Fig. 8.13 Examples of orbit at various hit and bounce conditions

## 8.2 동적상태 계측(dynamic measurement)

본 절에서는 동적 상태에서의 계측을 통해 얻은 주요 결과를 정리한다. 프로펠러가 회전하기 시작할 때 전방향 자유도(all degree of freedom)에 걸친 굽힘모멘트가 Fig. 8.6 에 정의되어 있는 바와 같이 축에 작용하기 시작하는데 이를 분석하여 엔진 부하상태 별로 나타내었다.

### 8.2.1 만재흘수 조건(full laden APT full condition; FLF)

먼저 Figs. 8.14~8.16 에서는 만재흘수 조건에서 엔진 부하별 스트레인 게이지 (SG) 5번부터 7번까지의 회전각 기준으로 전방향(synthesized) 파형신호를 나타내었다.

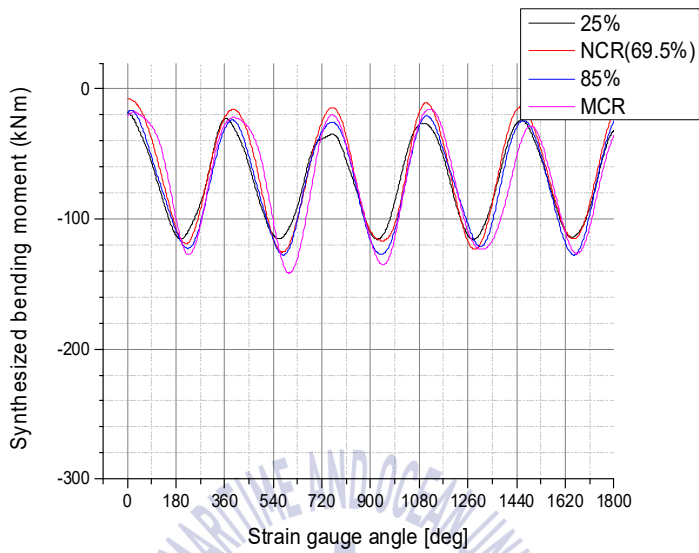


Fig. 8.14 Processed signal of SG No. 5 at FLF condition

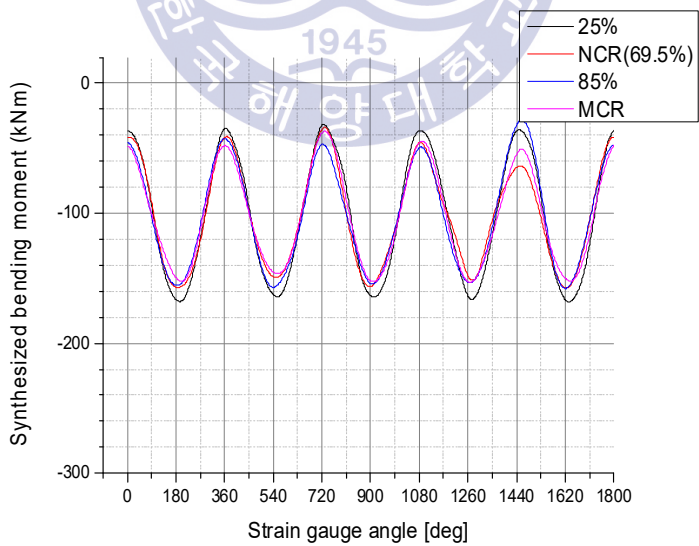


Fig. 8.15 Processed signal of SG No. 6 at FLF condition

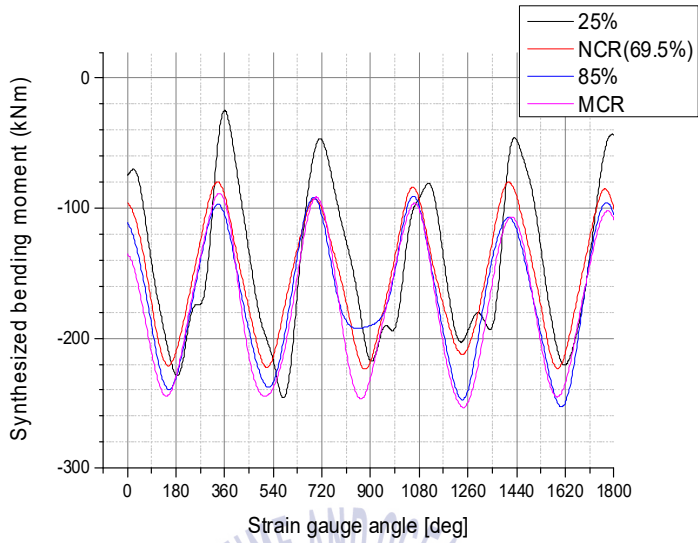


Fig. 8.16 Processed signal of SG No. 7 at FLF condition

다음으로 Figs. 8.17~8.19에서는 엔진 부하별로 스트레인 게이지 5번부터 7번까지의 원 신호와 지연신호를  $x$ 축을 수평,  $y$ 축을 수직성분으로 하여 궤도선도로 나타내었다.

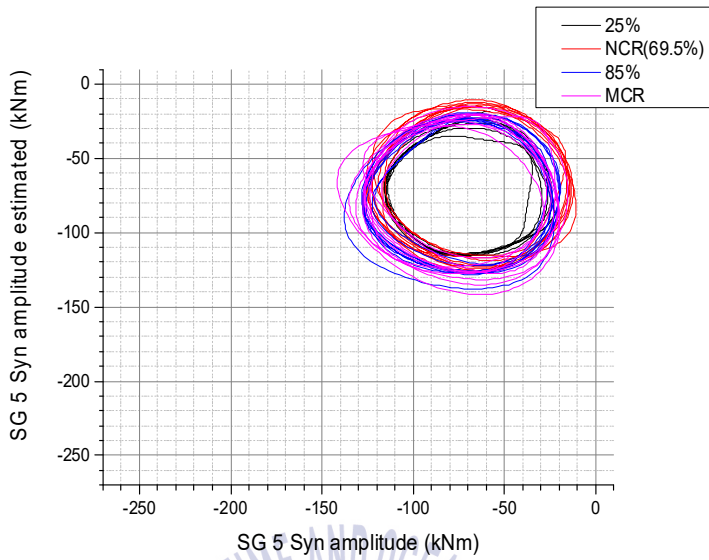


Fig. 8.17 Orbit plot of SG No. 5 at FLF condition

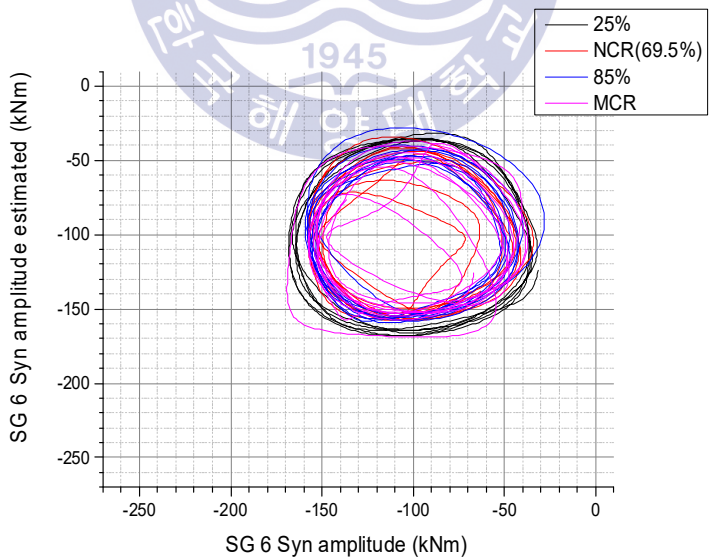


Fig. 8.18 Orbit plot of SG No. 6 at FLF condition

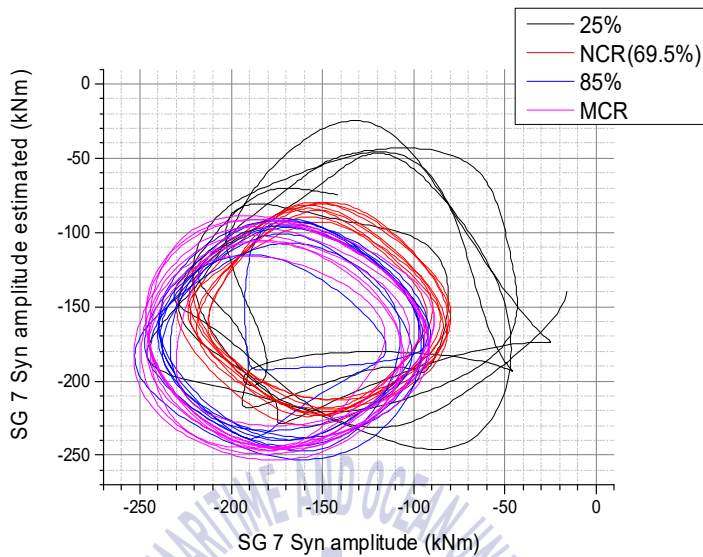


Fig. 8.19 Orbit plot of SG No. 7 at FLF condition

스트레인 게이지별 궤도선도를 검토한 결과 스트레인 게이지 모두에서 엔진 부하변동에 큰 영향을 받지 않으면서 비교적 진원형태에 가까운 궤적을 나타내고 있음을 확인하였다.

또한 프로펠러와 가장 가까운 위치의 스트레인 게이지 7번 위치에서는 엔진부하 변동에 따른 회전수 증가로 인한 프로펠러 힘의 영향에 보다 민감함을 알 수 있었다. 스트레인 게이지 7번의 경우, 엔진부하 25% 지점(57 rpm)에서의 궤도의 형상으로 볼때 불평형 또는 축과 베어링의 작은 마찰이 발생하는 것으로 판단된다. 상기 궤도선도는 스트레인 게이지의 전방향 원 신호를 궤도선도로 나타낸 것으로서 이를 바탕으로도 전반적인 축의 움직임 방향과 진폭을 추정할 수 있지만, 원 신호를 수직과 수평성분으로 분리하여 이를 궤도선도로 나타낼 경우 보다 분명하게 원인을 식별할 수 있다. 따라서 Fig. 8.20 및 Fig. 8.21에서는 Fig. 8.14에 따른 스트레인 게이지 5번, Fig. 8.22 및 Fig. 8.23에서는 Fig. 8.15에 따른 스트레인 게이지 6번, Fig. 8.24 및 Fig. 8.25에서는 Fig. 8.16에 따른 스트레인 게이지 7번의

전방향신호를 식 (4.9)에 따라 수직과 수평성분으로 분리한 결과를 나타내었다.

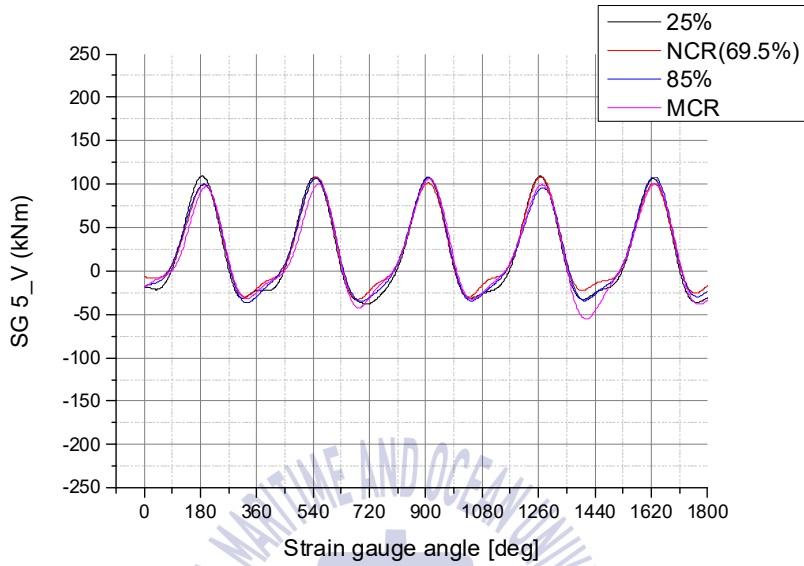


Fig. 8.20 Vertical component signal of SG No. 5 at FLF condition

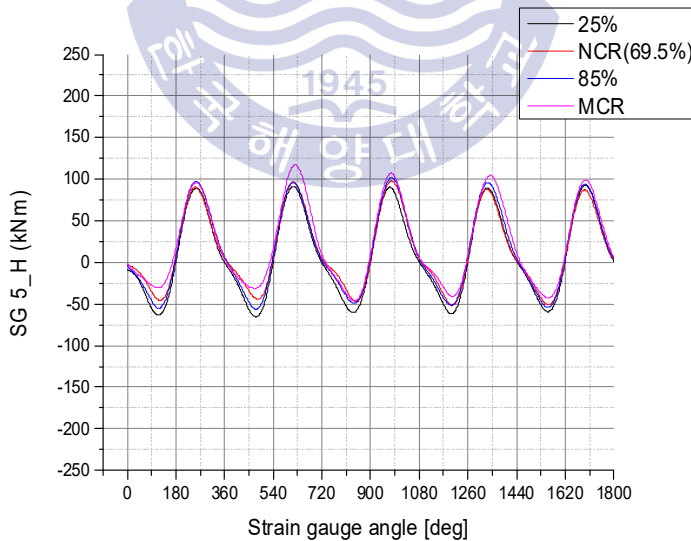


Fig. 8.21 Horizontal component signal of SG No. 5 at FLF condition

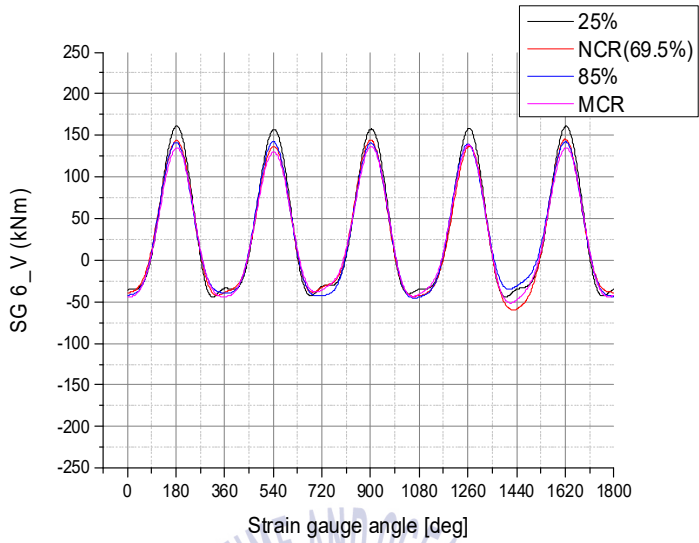


Fig. 8.22 Vertical component signal of SG No. 6 at FLF condition

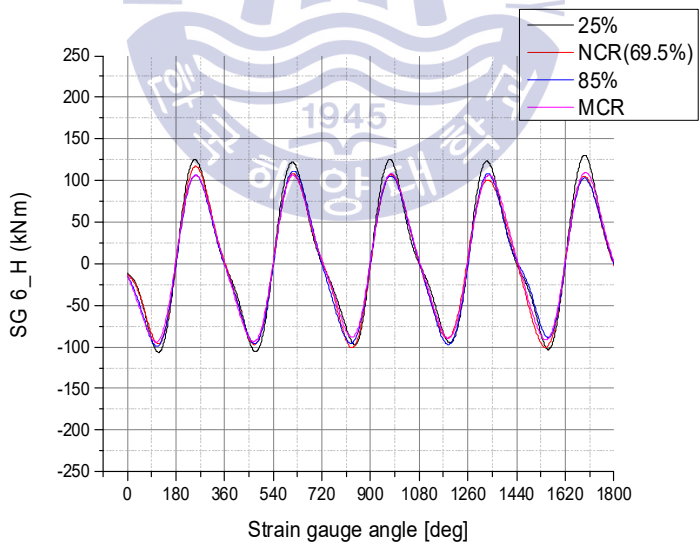


Fig. 8.23 Horizontal component signal of SG No. 6 at FLF condition

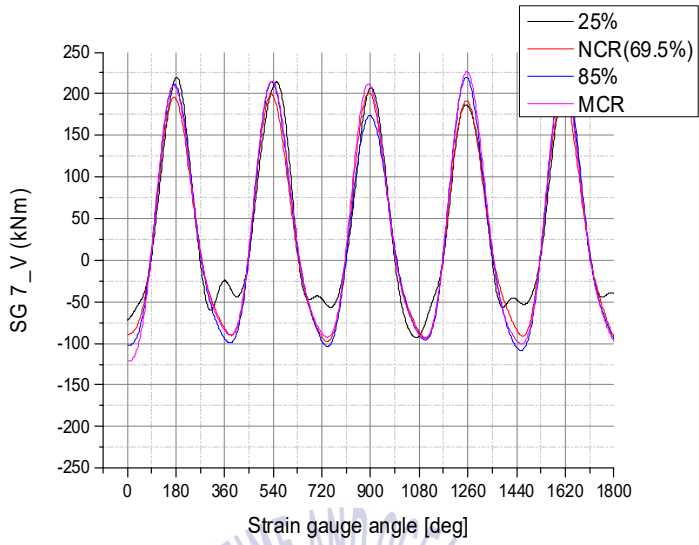


Fig. 8.24 Vertical component signal of SG No. 7 at FLF condition

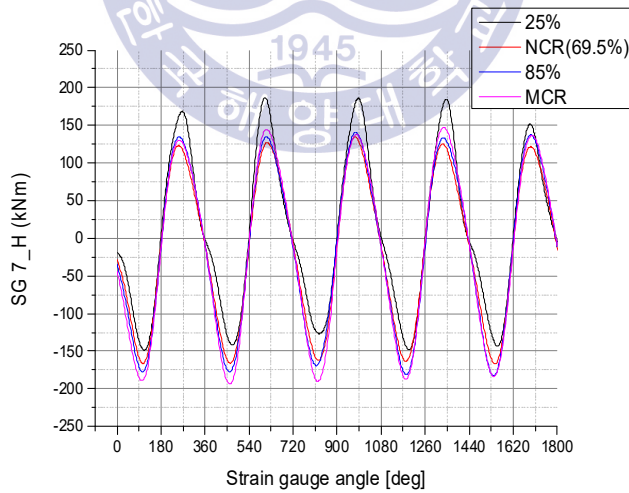


Fig. 8.25 Horizontal component signal of SG No. 7 at FLF condition



다음으로 Figs. 8.26~8.28 에서는 엔진 부하별로 스트레인 게이지 5번부터 7번까지의 분리된 수직과 수평 성분을  $x$ 축을 수평,  $y$ 축을 수직성분으로 하여 궤도선도로 나타내었다

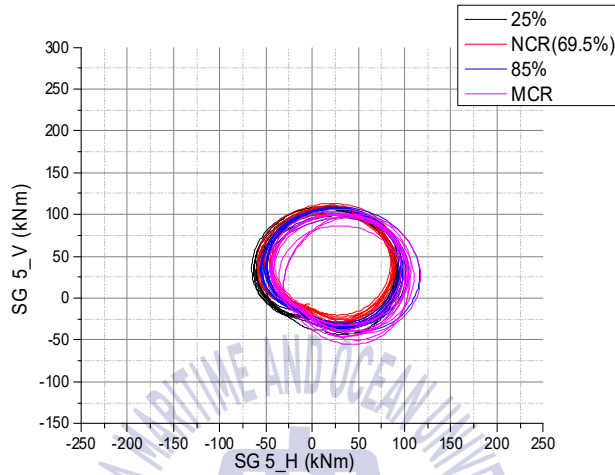


Fig. 8.26 H/V Orbit plot of SG No. 5 at FLF condition

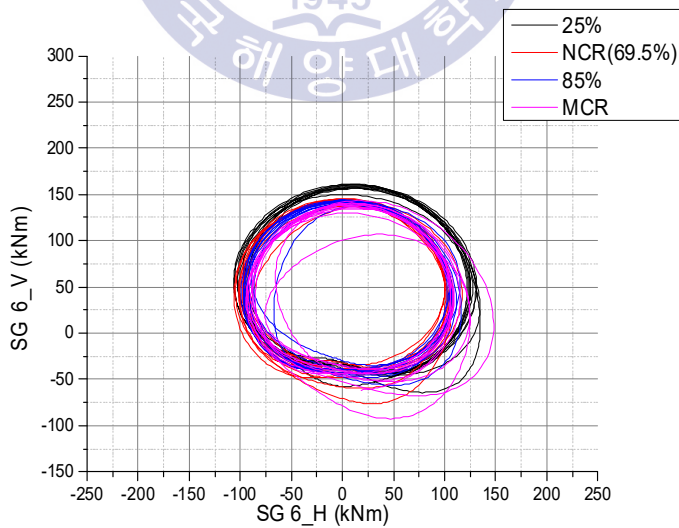


Fig. 8.27 H/V Orbit plot of SG No. 6 at FLF condition

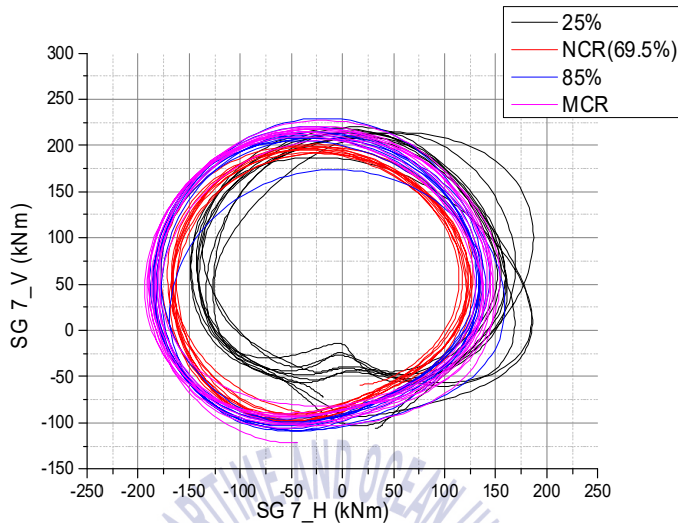


Fig. 8.28 H/V Orbit plot of SG No. 7 at FLF condition

분석결과 스트레인 게이지 7번의 경우, 엔진부하 25% 상태(57 rpm)에서 1회전 시에 Fig. 8.11 과 같이 부분마찰과 유사한 현상이 나타나는 것이 보다 명백해진다. 25% 이외의 엔진부하에서는 대체로 진원에 가까운 축의 움직임을 예상할 수 있다. 따라서 대상선박의 경우 FLF 조건에서는 가능한 한 25% 상태에서의 장시간 운전을 피하는 것이 축의 안정성을 위하여 필요하다고 판단된다.

### 8.2.2 밸러스트 홀수 조건(normal ballast APT empty condition; NBE)

Figs. 8.29 ~ 8.31에서는 밸러스트 홀수에서 엔진 부하별 스트레인 게이지(SG) 5번부터 7번까지의 회전각 기준으로 전방향 파형신호를 나타내었다.

다음으로 Figs. 8.32 ~ 8.34는 엔진 부하별로 스트레인 게이지 5번부터 7번까지의 원 신호와 지연신호를  $x$ 축을 수평,  $y$ 축을 수직성분으로 하여 궤도선도로 나타내었다.

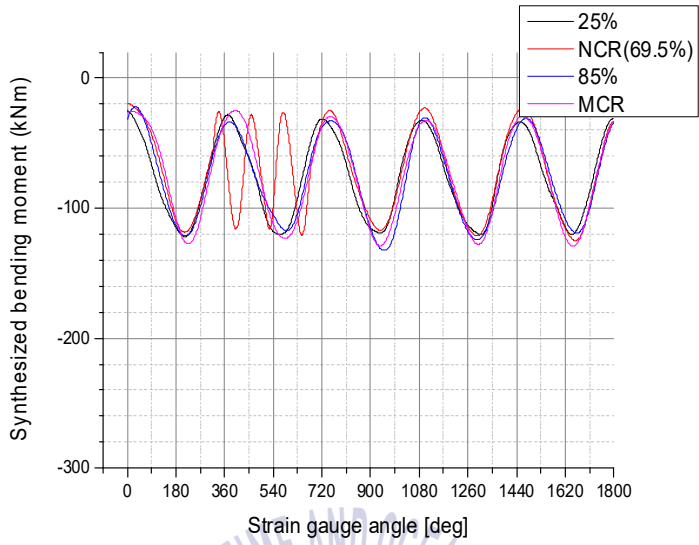


Fig. 8.29 Processed signal of SG No. 5 at NBE condition

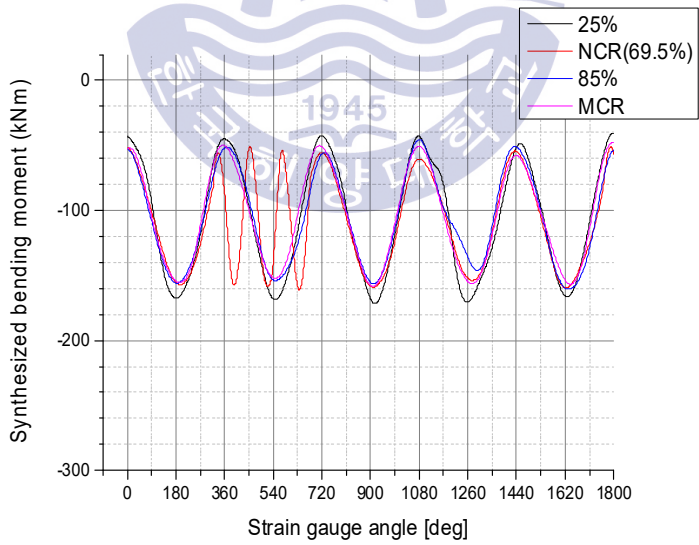


Fig. 8.30 Processed signal of SG No. 6 at NBE condition

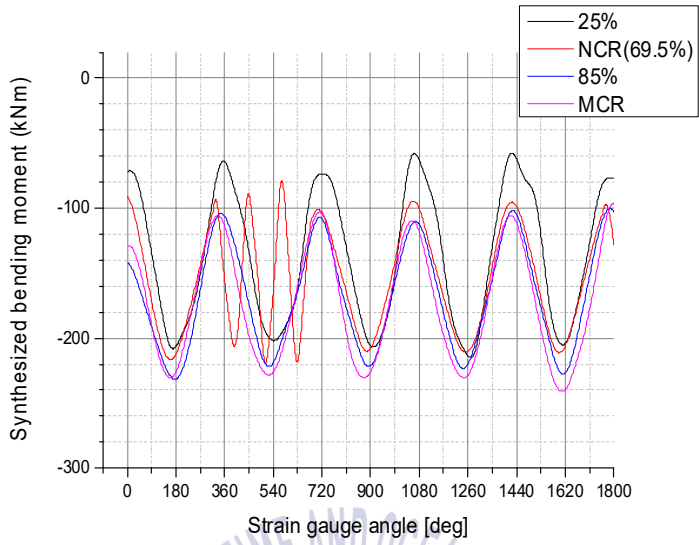


Fig. 8.31 Processed signal of SG No. 7 at NBE condition

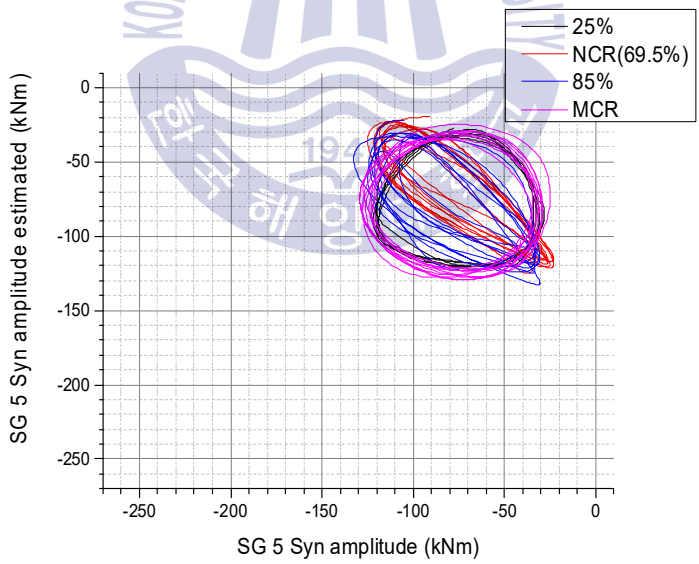


Fig. 8.32 Orbit plot of SG No. 5 at NBE condition

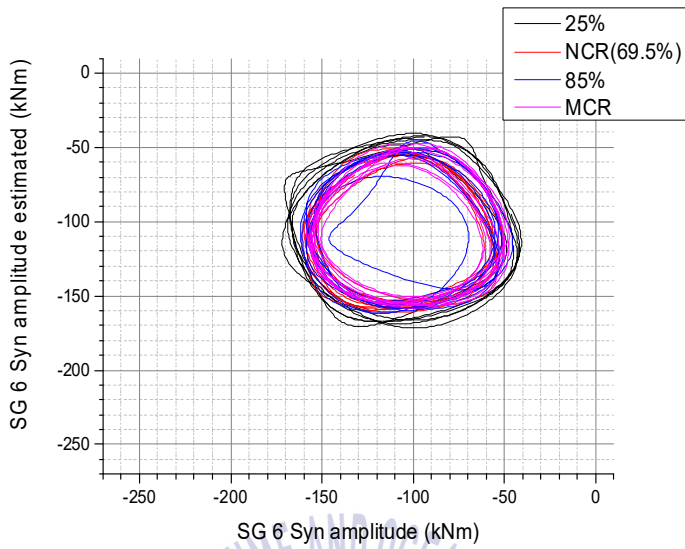


Fig. 8.33 Orbit plot of SG No. 6 at NBE condition

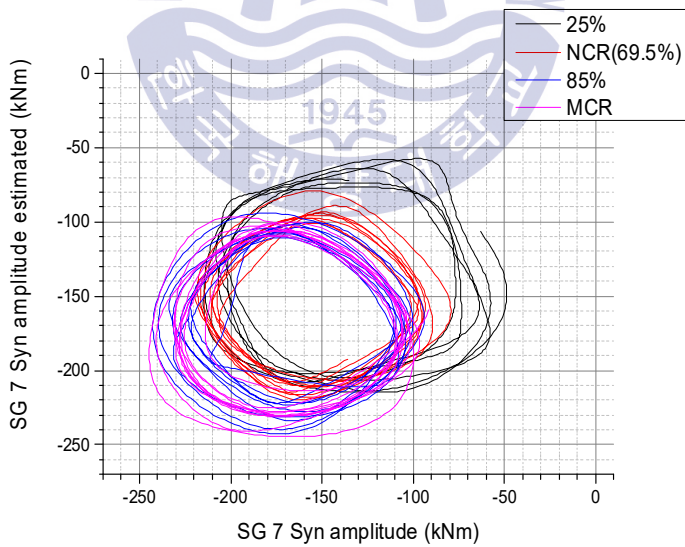


Fig. 8.34 Orbit plot of SG No. 7 at NBE condition

궤도선도 검토결과 프로펠러로부터 가장 먼 지점의 스트레인 게이지 5번의 경우는 중간축 앞쪽에 위치하고 있으며, 엔진부하 NCR 및 85% 위치에서 Fig. 8.10 과 같이 궤적의 장축(major axis)과 단축(minor axis)의 비가 3.75:1 인 타원형태의 궤적이 나타났다. 이는 중간축 베어링에서의 수직 및 수평방향의 강성이 다른 이방성 지지로 인하여 수평과 수직방향이 다르게 나타나기 때문이다. 만일 수평과 수직방향의 비율이 일반적으로 5:1을 초과할 경우 이 상태는 불평형보다는 정렬불량, 공진, 편심 또는 베어링 마멸에 의한 과도한 간극에 기인한 문제<sup>[91]</sup>로 볼 수 있으나, 본 사례의 경우는 운전중 발생할 수 있는 현상으로서 축계의 안정성 유지에는 문제가 없을 것으로 판단된다. 또한 8.2.1항과 동일하게 프로펠러와 가장 가까운 위치의 스트레인 게이지 7번 위치에서는 엔진부하 변동에 따른 회전수 증가로 인한 프로펠러 힘의 영향에 보다 민감함을 알 수 있었다. 상기 궤도선도는 스트레인 게이지의 전방향 원 신호를 궤도선도로 나타낸 것으로서 이를 바탕으로도 전반적인 축의 움직임 방향과 진폭을 추정할 수 있지만 원 신호를 수직과 수평성분으로 분리하여 이를 궤도선도로 나타낼 경우 보다 분명하게 원인을 식별할 수 있다. 따라서 Fig. 8.35 및 Fig. 8.36 에서는 Fig. 8.29 에 따른 스트레인 게이지 5번의 전방향 신호를, Fig. 8.37 및 Fig. 8.38 에서는 Fig. 8.30 에 따른 스트레인 게이지 6번의 전방향 신호를, Fig. 8.39 및 Fig. 8.40 에서는 Fig. 8.31 에 따른 스트레인 게이지 7번의 전방향 신호를 식(4.9)에 따라 수직과 수평성분으로 분리한 결과를 나타내었다.

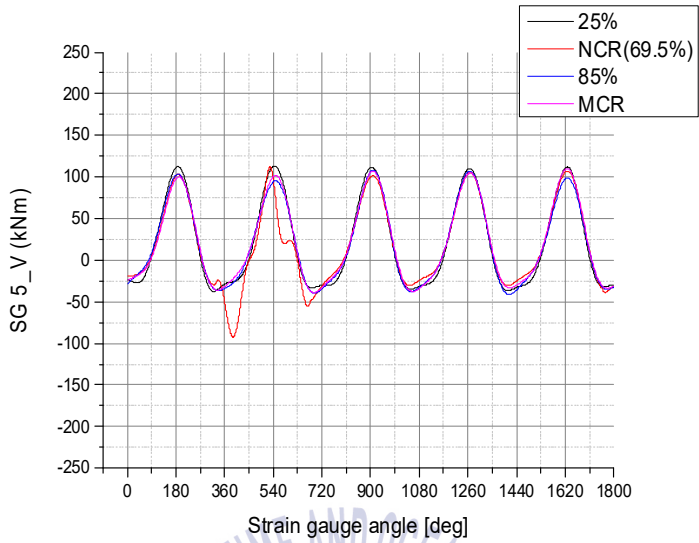


Fig. 8.35 Vertical component signal of SG No. 5 at NBE condition

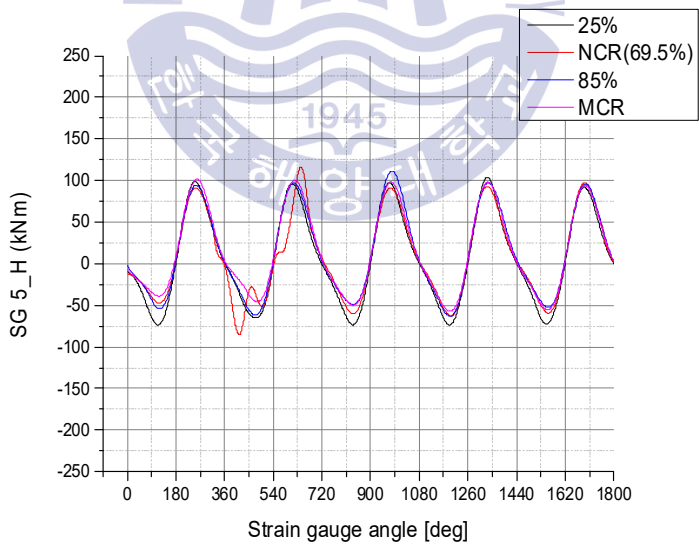


Fig. 8.36 Horizontal component signal of SG No. 5 at NBE condition

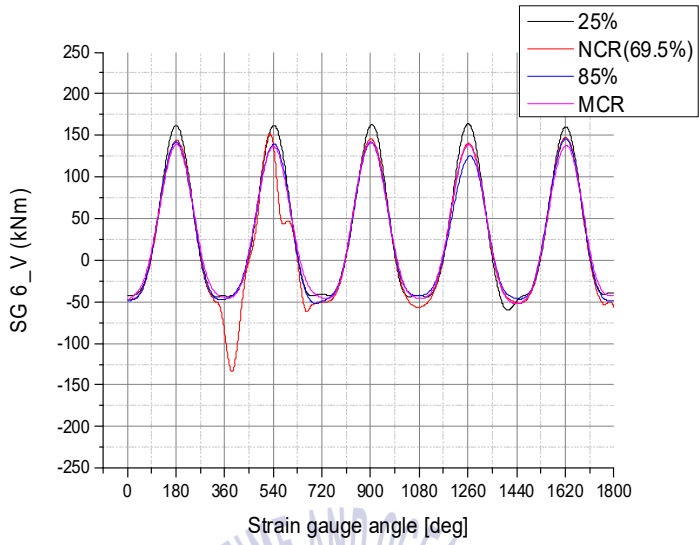


Fig. 8.37 Vertical component signal of SG No. 6 at NBE condition

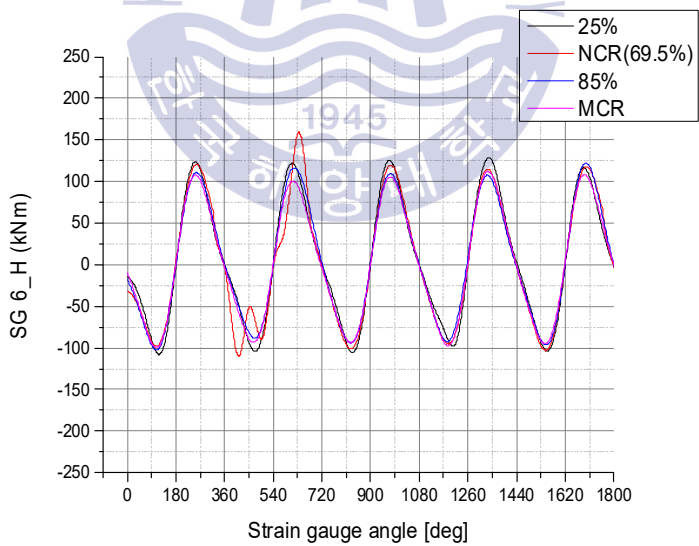


Fig. 8.38 Horizontal component signal of SG No. 6 at NBE condition



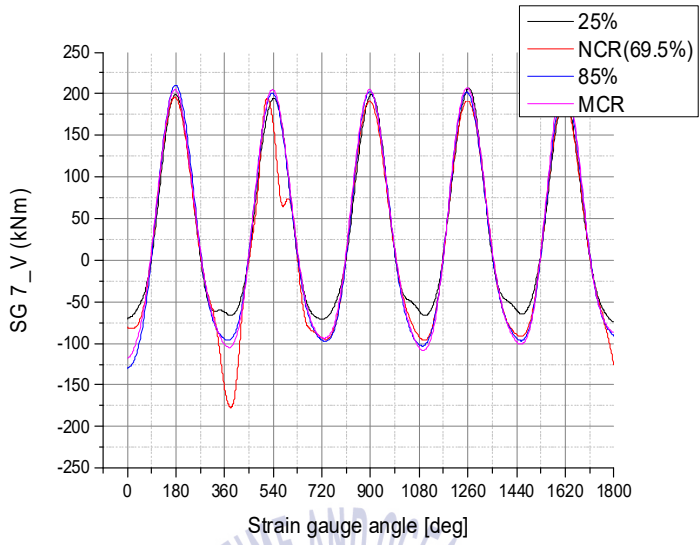


Fig. 8.39 Vertical component signal of SG No. 7 at NBE condition

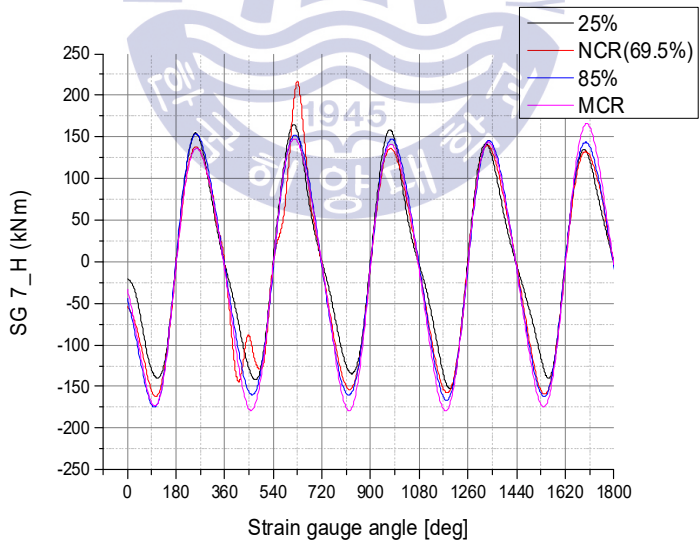


Fig. 8.40 Horizontal component signal of SG No. 7 at NBE condition

다음으로 Figs. 8.41 ~ 8.43 에서는 엔진 부하별로 스트레인 게이지 5번부터 7번까지의 분리된 수직과 수평 성분을  $x$ 축을 수평,  $y$ 축을 수직성분으로 하여 궤선도로 나타내었다

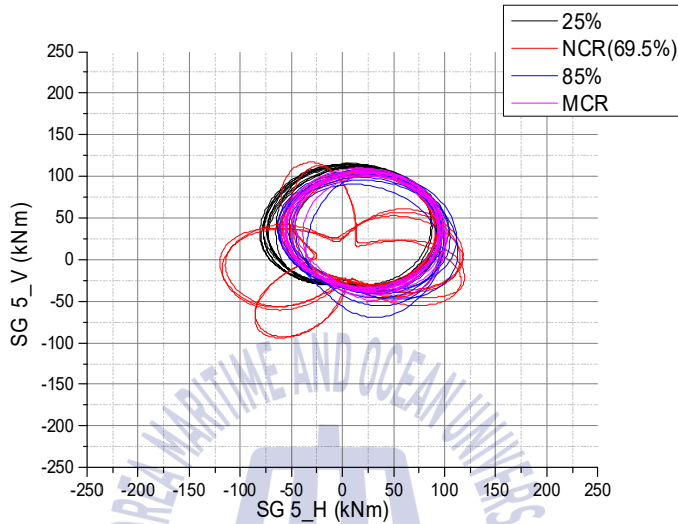


Fig. 8.41 H/V Orbit plot of SG No. 5 at NBE condition

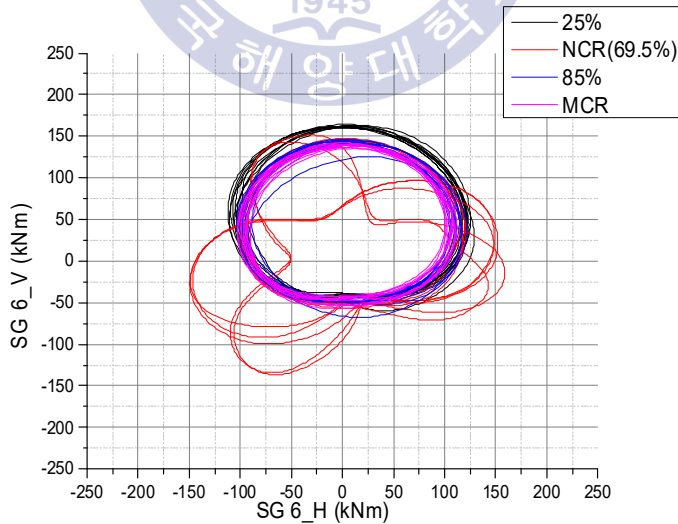


Fig. 8.42 H/V Orbit plot of SG No. 6 at NBE condition

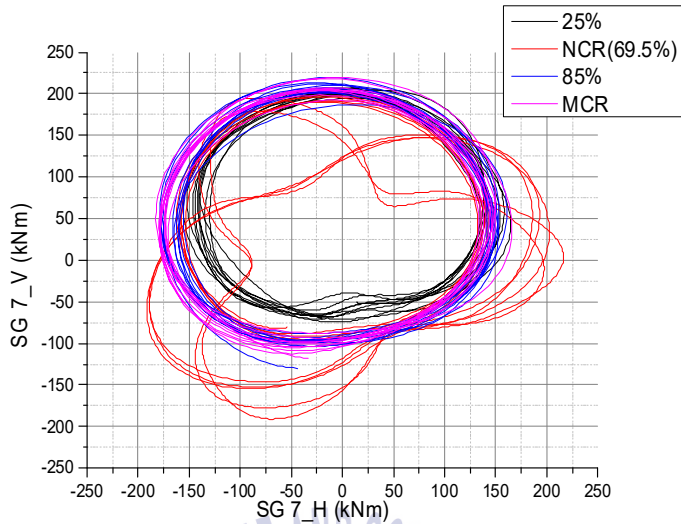


Fig. 8.43 H/V Orbit plot of SG No. 7 at NBE condition

분석결과 스트레인 게이지 5, 6, 7번 모두 엔진부하 NCR 상태(83 rpm)에서의 비동기 불평형 상태의 궤적이 나타나고 있다. 또한 궤적이 내부 루프 형태를 띠므로써 축이 베어링 표면과 접촉하고 튕겨나오는 충반동(hit and bounce) 마찰이 의심된다. 이러한 현상의 원인은 2가지로 추정할 수 있다.

(1) 길들임 운전(stern tube bearing bed in)

길들임 운전이란 프로펠러 축과 베어링 사이의 과도한 마찰로 인한 선미관 베어링의 손상을 방지하기 위해 저부하에서 고부하로 서서히 회전수를 증가시키면서 베어링이 축의 기울기에 맞게 어느 정도 깎여 나가 축이 베어링에 안착될 수 있도록 수행하는 일련의 절차를 말한다. 본 계측을 시운전 시 수행하였기 때문에 충분한 운항시간이 확보되지 않은 상태에서 계측하였으므로 이러한 현상이 나타날 수 있다고 판단되며, 이후 베어링이 새로운 부분 경사를 형성하며 자리를 잡은 후에는 축계가 안정될 수 있을 것으로 판단된다.

(2) 수력학적 프로펠러 힘의 불평형

선박의 운전중 불균일한 반류에 의해 발생하는 베어링 포스의 불균일함이 축계에 힘과 모멘트로 작용하는 과도 상태로 나타날 수 있다고 판단된다. 이는 일시적으로 또는 지속적으로 선미관 후부 베어링에 허용치를 초과할 수 있는 하중으로 작용하여 선미관 베어링의 피로(fatigue) 손상으로 이어질 수 있다.

그러나 이러한 가정의 검증을 위해서는 불균일한 반류와 이에 따라 프로펠러에 가해지는 수력학적 힘을 보다 정확히 추정할 수 있는 평가방법에 관한 후속 연구가 필요하다고 판단되며, 앞 장에서 검토한 바와 같이 선체 변형 하에서의 축계가 허용치를 만족하였던 점, 횡진동 분석시 특이점이 없었던 점을 근거로 볼 때 이러한 과도상태가 단기간 내에 축계에 부정적 영향을 미치지 않을 것으로 판단되나 향후 선박의 정기적 입거검사 시 모니터링은 지속해야 할 것으로 판단된다.

따라서 벨러스트 흘수 조건에서는 가능한 한 NCR 지점에서의 장시간 운전을 피하는 것을 권고하며, 가능한 한 회피하는 것이 축의 안정성 확보 측면에서 필요하다고 판단된다.

또한 축의 거동과 관련하여, Fig. 8.44 및 Fig. 8.45 와 같이 양 조건 모두에서 프로펠러와 가장 가까운 스트레인 게이지 7번 위치의 축 방향이 엔진 부하 증가에 따라 좌측 하방으로 이동하는 것을 알 수 있다. 기본적으로 프로펠러와 게이지 사이가 변형이 없는 직선보라고 가정했을 때 스트레인 게이지 7번 위치에서의 운동방향은 프로펠러 위치에서의 운동방향과 반대라고 생각할 수 있다. 즉 스트레인 게이지 7번에서 보의 운동방향이 수직상방으로 이동할 때 프로펠러 위치에서 보의 운동방향은 수직하방으로, 스트레인 게이지 7번 위치에서 보의 방향이 좌측으로 이동할 때 프로펠러 위치에서 보의 운동방향은 우측으로 이동할 것으로 예상된다. 이러한 가정에 의해 스트레인 게이지 7번에서의 결과를 검토한 결과 프로펠러의 위치는 스트레인 게이지 7번 설치위치의 이동방향과 반대인 우측 상방으로 이동하는 것으로 판단된다.

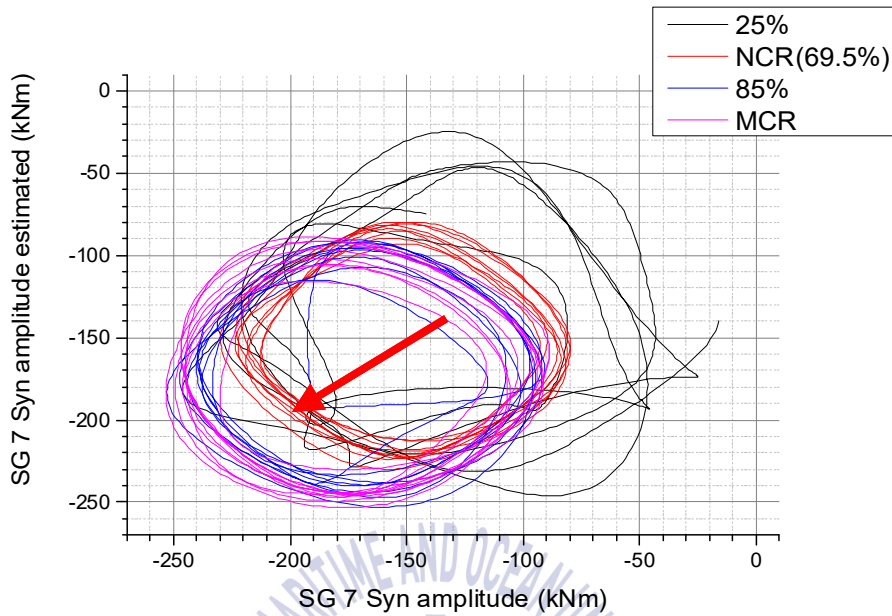


Fig. 8.44 Ahead running shaft moments from SG No. 7 at FLF condition

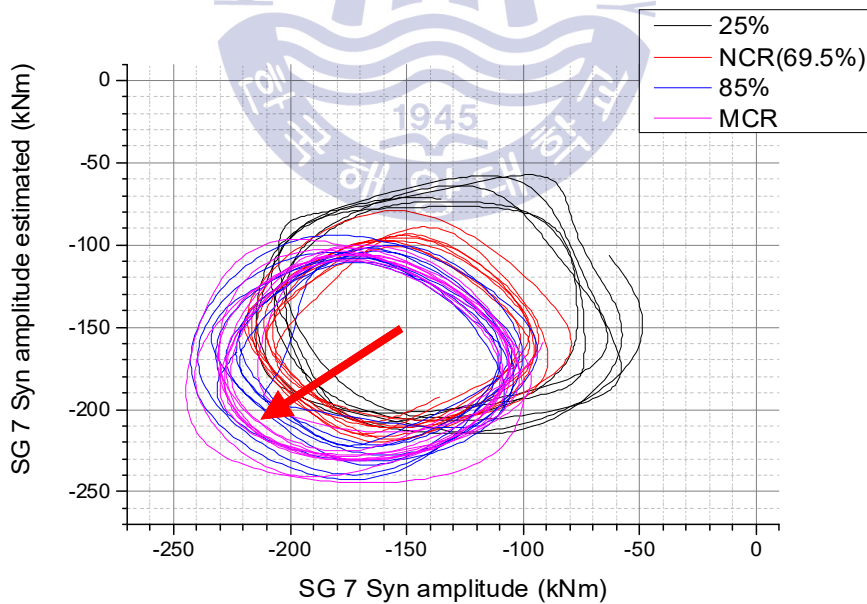


Fig. 8.45 Ahead running shaft moments from SG No. 7 at NBE condition

축 거동과 관련한 이러한 가정의 유효성은 Fig. 8.46 에서 보는 바와 같이 Vartdal에 의해 수행된 실제 프로펠러 근방에서의 굽힘모멘트 계산 결과<sup>[79]</sup>와 경향이 매우 유사하였다는 것에서 확인할 수 있었다.

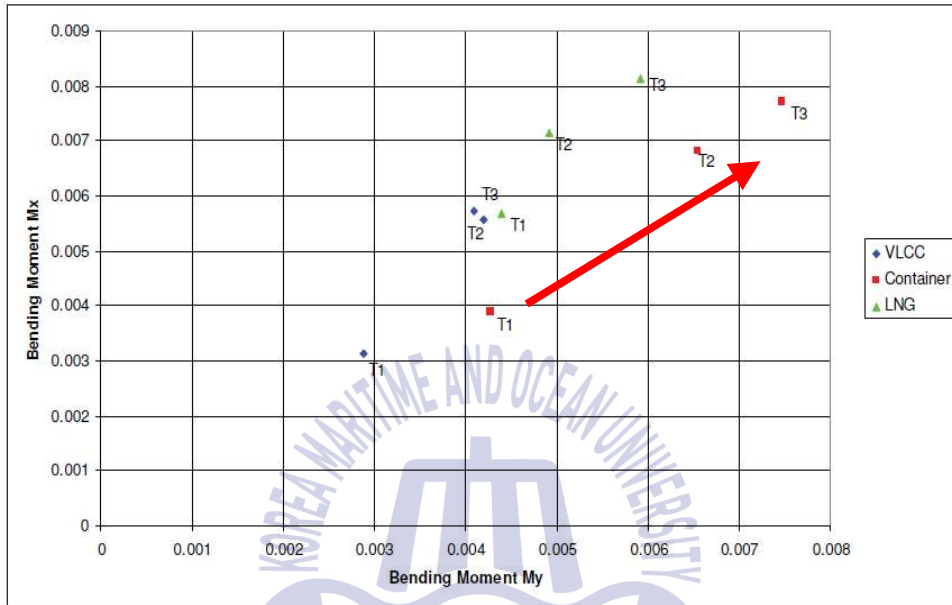


Fig. 8.46 Previous study results which implemented direct measurement in the position of the propeller

따라서 상기와 같은 방법이 비록 축 중심의 정확한 변위성분은 알 수 없지만 운전 시 엔진 부하에 따른 프로펠러축의 이동방향의 양상을 알 수 있어 프로펠러 위치에서의 직접계측 방법의 대체방법으로 의미가 있으며 실용적임을 확인하였다.

아울러 축계 정렬 관점에서 Fig. 8.47 및 Fig. 8.48 에서 보는 바와 같이 역계산한 결과, 프로펠러에서 유발되는 편심추력은 축을 선미관 베어링으로부터 들어 올려주는(lift) 힘으로 작용하고 있음을 확인할 수 있었다. 그리고 만재할수 조건에서 약 150.0 kNm, 밸러스트 조건에서 설계치인 214.5 kNm에 근접한 약 214.6 kNm로 밸러스트 조건에서 편심추력이 보다 크게 나타났으며 이러한 경향은 문헌의 연구결과<sup>[80]</sup>와도 일치함을 확인하였다.

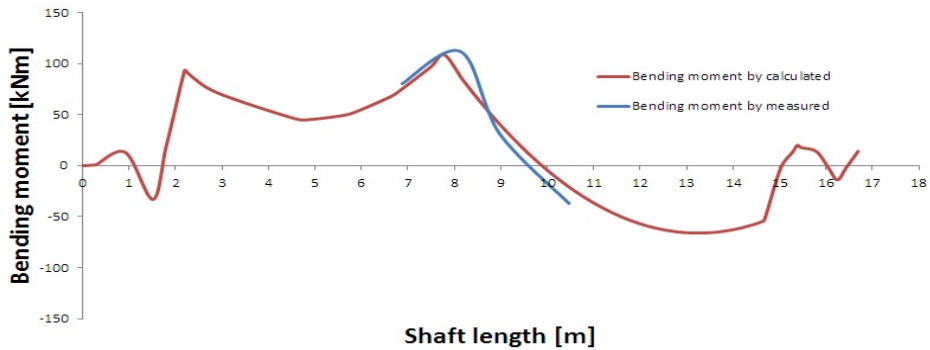


Fig. 8.47 Bending moment comparison at MCR of FLF condition

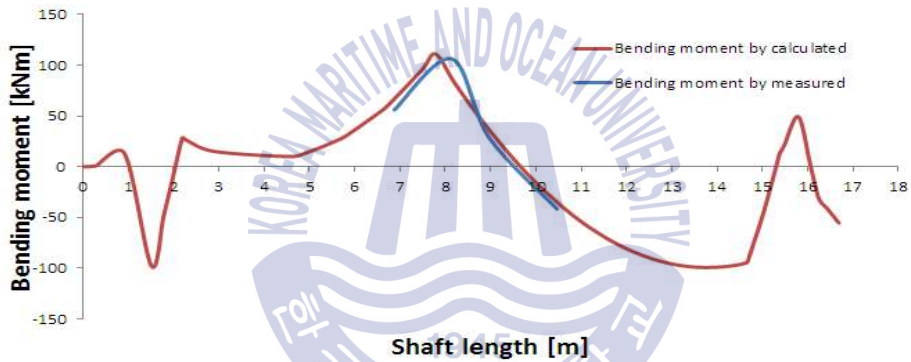


Fig. 8.48 Bending moment comparison at MCR of NBE condition

따라서 선미관 내의 상대적 경사각 완화를 통한 선미관 베어링 끝단의 국부하중 감소로 베어링 손상 가능성을 저감시켜 축계 안정성 향상에 긍정적으로 기여할 것으로 판단된다. 단, 이 방법의 정확도를 높이기 위해서는 스트레인 게이지를 기관실 내에 접근 가능한 장소에서 가능한 한 프로펠러와의 거리가 가장 근접하는 위치에 설치해야 할 것으로 판단된다.

### 8.3 소결론

본 장에서는 스트레인 게이지 정보로 계산한 굽힘모멘트를 궤도선도로 분석하였다. 계측은 FLF, NBE 2개 조건에서 수행하여 선박의 가속 및 직진시 발생하는 프로펠러의 수력학적 힘이 축계의 거동에 미치는 영향을 엔진 부하별로 고찰하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 만재흘수조건의 궤도선도를 검토한 결과 스트레인 게이지 모두에서 엔진부하변동에 큰 영향을 받지 않으면서 비교적 진원형태의 궤적을 나타내고 있음을 확인하였다. 다만, 스트레인 게이지 7번의 경우 엔진부하 25% 상태에서 경미하게 부분마찰 현상인 나타나는 것으로 추정된다. 따라서 25% 상태에서의 장시간 운전을 주의하는 것이 축의 안정성 확보 측면에서 필요하다고 판단된다.

(2) 밸러스트 흘수 조건의 궤도선도를 검토한 결과 스트레인 게이지 5번의 경우 타원형태의 궤적이 나타났는데, 이는 중간축 베어링에서의 수직 및 수평방향의 강성이 다른 이방성 지지로 인해 나타날 수 있는 현상으로써 축계의 안정성 유지에는 문제가 없을 것으로 판단된다.

또한 NCR 상태(83 rpm)에서의 비동기 불평형 상태의 궤적으로 볼 때 Hit and bounce 마찰현상이 의심되지만, 길들임 운전 후에 점차 안정화 될 것으로 판단된다. 앞 장에서 검토된 바와 같이 선체 변형 하에서의 축계가 허용치를 만족하였던 점, 횡진동 분석시 특이점이 없었던 점을 근거로 볼 때 이러한 과도상태가 단기간 내에 축계에 부정적 영향을 미치지 않을 것으로 판단되나 선박의 정기적 입거검사 시 모니터링은 지속해야 할 것으로 판단된다.

(3) 축의 거동과 관련하여 양 조건 모두에서 프로펠러와 가장 가까운 스트레인 게이지 7번 위치의 축 방향이 엔진 부하 증가에 따라 좌측 하방으로 이동하는 것을 알 수 있다. 기본적으로 프로펠러와 게이지 사이가 변형이 없는 직선보라고 가정했을 때 스트레인 게이지 7번 위치에서의 운동 방향은 프로펠러 위치에서의 운동방향과 반대라고 생각할 수 있다. 따라서 프로펠러의 위치는 스트레인 게이지 7번 설치위치의 이동방향과 반대인 우측 상방으로 이동하는 것으로 판단되며 이의 유효성은 프로펠러 근방에서 계측을 수행한 선행연구결과를 바탕으로 확인



할 수 있었다.

(4) 상기와 같은 방법이 비록 축 중심의 정확한 변위성분은 알 수 없지만 운전 시 엔진 부하에 따른 프로펠러축의 이동방향의 양상을 알 수 있어 프로펠러 근방에서 수행하는 계측 방법의 대체방법으로 의미가 있고 실용적임을 확인하였다. 또한, 직진시 프로펠러의 힘은 축을 선미관 베어링으로부터 들어 올려주는(lift) 힘으로 작용하여 선미관 베어링 손상 가능성을 저감시켜 축계 안정성 향상에 기여할 것으로 판단된다.



## 제 9 장 결 론

본 연구에서는 새로운 선형으로 등장한 5만톤급 중형 화학제품 운반선에 대한 축계 안정성 평가를 위하여 선체변형, 횡진동, 축의 동적거동에 대한 분석을 유한요소 해석과, 스트레인 게이지법, 역계산 방법을 통하여 종합적으로 검토하였으며 이를 통해 다음과 같은 결과를 얻었다.

유한요소해석결과 선체변형의 영향으로 경하중에서 만재하중으로 이동할수록 축계는 설계치 대비 우 하향 배치되는 것으로 예측되었으며 변형 하에서도 각 베어링의 반력은 허용치를 만족하였다. 또한 선체변형의 영향이 선미관 베어링의 상대적 경사각을 완화시켜 축계안정성을 증가시키는 다소 긍정적인 요인으로 작용함을 확인하였다.

스트레인 게이지법을 이용하여 역분석한 선체변형량은 중간축 베어링에서 -2 mm, 주기관 베어링에서 -4 mm 정도로 예측되었으며 기존의 4만 7천톤급에 비해 다소 증가하였는데 이는 프로펠러 중량 및 주기관 중량이 증대된 것과 프로펠러 직경의 증가로 인한 선미부 변경이 주 원인으로 판단된다.

선체 변형 하에서도 유한요소 해석 결과와 같이 축계지지베어링의 반력은 허용치를 만족하였으며 스트레인 게이지법과 잭업법, 축계정렬 프로그램으로 구한 베어링 반력을 교차 검증한 결과 대부분의 조건에서 양호한 일치율을 보여 해석의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

횡진동 고유진동수 계산결과 공진회전수는 MCR 대비 최소 163.8% 이상 영역에 위치함으로서 제한치( $\pm 20\%$ )를 상회하는 것으로 나타났으며, 계측치 분석 결과에서도 역시 주목할 만한 공진점은 나타나지 않는 것으로 판단되었다.

회전수 1차성분의 경우 대체로 회전수에 관계없이 일정한 응답을 나타냈는데, 이는 축 자체가 지닌 run-out 값 때문인 것으로 판단되며 측정된 스트레인으로부터 계산한 굽힘응력은 발표된 실측결과 대비 10% 수준에 불과하므로 횡진동에 의한 부정적인 영향은 나타나지 않을 것으로 판단된다.

만재홀수에서 운항시의 궤도선도를 검토한 결과 스트레인 게이지 7번 위치에서 엔진부하 25%로 운전시 경미하게 부분마찰 현상이 나타나는 것으로 추정되므로 25% 상태에서의 장시간 운전을 주의하는 것이 축의 안정성 확보 측면에서 필요하다고 판단된다.

밸러스트 홀수에서 운항 시의 궤도선도를 검토한 결과 스트레인 게이지 5번의 경우 타원형태의 궤적이 나타났는데 이는 중간축 베어링에서의 수직 및 수평방향의 강성이 다른 이방성 지지로 인해 나타날 수 있는 수용 가능한 현상으로 판단되며 NCR 상태(83 rpm)에서 Hit and bounce 마찰현상이 의심되지만 길들임 운전 후에 점차 안정화 될 것으로 판단되나 선박의 정기적 입거검사 시 정기적인 모니터링은 지속해야 할 것으로 판단된다.

축의 거동과 관련하여 양 조건 모두에서 프로펠러와 가장 가까운 스트레인 게이지 7번 위치의 축 방향이 엔진 부하 증가에 따라 좌측 하방으로 이동한 점을 볼 때 프로펠러 위치의 축방향은 스트레인 게이지 7번 설치위치의 이동방향과 반대인 우측 상방으로 이동하는 것으로 판단되며 이의 유효성은 프로펠러 근방에서 직접계측을 수행한 선행 연구결과를 바탕으로 확인할 수 있었다.

상기와 같은 방법이 비록 축 중심의 정확한 변위성분은 알 수 없지만 운전 시 엔진 부하에 따른 프로펠러축의 이동방향의 양상을 알 수 있어 프로펠러 위치에서 수행하는 직접계측 방법의 대체방법으로 유의미하고 실용적임을 확인하였다. 또한, 직진시 프로펠러의 힘은 축을 선미관 베어링으로부터 들어 올려주는(lift) 힘으로 작용하여 선미관 베어링 손상 가능성을 저감시켜 축계 안정성 향상에 기여할 것으로 판단된다.

본 연구를 통하여 도출한 결과를 축계 정렬 및 횡진동 계산 시 유사한 선박에 적용한다면 준 정적상태 뿐 아니라 동적인 상태 하에서의 축계 안정성 확보 및 손상을 방지하는데 도움을 줄 수 있을 것으로 판단된다. 본 연구에서는 스트레인 게이지만을 이용하여 동적 분석을 수행하였으나 본 논문을 통해 제시된 분석방법이 비교적 저렴한 비용과 용이한 접근 방법으로 축의 운동방향을 예측할 수 있으므로 축계의 손상 원인을 밝히는 데에 많은 기여를 할 수 있을 것으로 판단된다.

## 참 고 문 헌

- [1] M. Rudolph, "A quarter century of propulsion shafting design practice and operating experience in the U.S. navy," The Journal of the American Society of Naval Engineers(NEJ), Vol. 71, No. 1, pp. 153-164, 1959.
- [2] H. C. Anderson and J. J. Zrodowski, "Co-ordinated alignment of line shaft, propulsion gear, and turbines," Annual meeting of Society of Naval Architects and Marine Engineers(SNAME), pp. 449-523, 1959.
- [3] W. E. Lehr and E. L. Parker, "Considerations in the design of marine propulsion shaft systems," The International Journal of Society of Naval Architects and Marine Engineers(SNAME), Vol. 69, pp. 555-601, 1961.
- [4] G. Mann, "Design of propulsion shaft systems using fair curve alignment theory," The American Society of Naval Engineers Journal(NEJ), Vol. 76, No. 6, pp. 851-862, 1964.
- [5] G. Mann, "Analysis of shafting problems using fair curve alignment theory," The American Society of Naval Engineers Journal(NEJ), Vol. 77, No. 1, pp. 117-133, 1965.
- [6] G. Mann, "Shipyard alignment of propulsion shafting using fair curve alignment theory," The American Society of Naval Engineers Journal(NEJ), Vol. 77, No. 4, pp. 651-659, 1965.
- [7] T. A. Wilkin and W. Strassheim, "Some theoretical and practical aspects of shaft alignment," IMAS Conference 73 of The Institute of Marine Engineers, 1973. [Online]. Available: <http://trid.trb.org/view.aspx?id=11182>, Accessed March 22, 2016.

- [8] 전효중, 박진길, 최재성, “유한요소법에 의한 선박기관축계장치의 최적배치에 관한 연구,” 한국박용기관학회지, Vol. 2, No. 1, pp. 3-14, 1978.
- [9] 박태인, 이현엽, “사중적분에 의한 선박추진축계의 배치에 관한 연구,” 한국박용기관학회지, Vol. 3, No. 1, pp. 32-39, 1979.
- [10] 이세창, 김종현, “추진축계의 최적배치에 관한 전산프로그램의 개발,” 한국박용기관학회지, Vol. 4, No. 2, pp. 24-28, 1980.
- [11] 문덕홍, 전효중, “삼연모멘트정리의 매트릭스방법에 의한 박용추진축계 배치계산에 관한 연구,” 한국박용기관학회지, Vol. 5, No. 1, pp. 20-27, 1981.
- [12] Det Norske Veritas (DnV), Computer Program NV 540 Shaft Alignment User's Manual, Preliminary Version, Norway: DnV, 1975.
- [13] A. Doikos, Study of Strength and Alignment of a Marine Shafting System, Diploma Thesis, National Technical University of Athens, Greece, 1979.
- [14] O. C. Larsen, “Some considerations on marine shafting design,” The Journal of the Industrial Lubrication and Tribology, Vol. 33, No. 5, pp. 164-171, 1981.
- [15] O. C. Larsen, “Some considerations on marine shafting design,” The Journal of the Industrial Lubrication and Tribology, Vol. 33, No. 6, pp. 204-237, 1981.
- [16] Nippon Kaiji Kyokai (NK), Guidelines on Shafting Alignment, Japan: NK, 2006.
- [17] MAN Dieset & Turbo (MDT), Bearing Load Measurement by Jacking Up, Rev.8. Denmark: MDT, 2012.
- [18] MAN Dieset & Turbo (MDT), Crankshaft Deflection Shop Trial and Sea Trial / Site Trial, Acceptance Criteria, Rev.18. Denmark: MDT, 2014.

- [19] Wärtsilä, Amendment and Update of the Information Provided in Design Group 9709 “Engine Alignment”, Switzerland: Wärtsilä, 2007.
- [20] DnV, The Effect of Hydrodynamic Propeller Load on the Shaft Alignment of a VLCC, Hovik, Norway: DnV, 2006.
- [21] 정준모, 최익홍, 신상훈, “비선형 베어링 요소를 이용한 탄성 추진 축계 정렬에 관한 고찰,” 대한조선학회논문집, Vol. 42, No. 3, pp. 259-267, 2005.
- [22] S. Iwao, “Development of the criteria for crankshaft alignment in large 2-stroke marine diesel engines,” Congress of International Council On Combustion Engines(CIMAC), pp. 784-795, 2001.
- [23] D. Shiraki, S. Sasaki, S. Oishi, and Y. Song, “Bending stiffness and equivalent diameter of crankshaft in shafting alignment calculations(アライメント計算におけるクランク軸の剛性及び 等價軸徑について),” Journal of the Marine Engineering Society in Japan(MESJ), Vol. 39, No. 1, pp. 31-38, 2004.
- [24] 김광석, 연정흠, 강중규, 허주호, “추진축계 정렬해석에서 엔진내부 축 모델에 관한 연구,” 대한조선학회특별논문집, pp. 206-210, 2005.
- [25] 정준모, 최익홍, 신상훈, “선체변형을 고려한 탄성 추진축계정렬 설계 및 해석,” Proceedings of the Annual Autumn Meeting, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, pp. 870-877, 2004.
- [26] 정준모, 최익홍, “선체변형을 고려한 탄성 축계정렬 설계 프로그램 개발,” 대한조선학회논문집, Vol. 43, No. 4, pp. 512-520, 2006.
- [27] V. M. Kozousek, and P. G. Davies, “Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment,” LR Technical Association, Vol. 5, pp. 1-24, 2000.

- [28] 신상훈, 최익홍, “선박추진축 선미 베어링 압력 분포 해석,” 대한조선학회논문집, Vol. 41, No. 3, pp. 35-40, 2004.
- [29] 정준모, 최익홍, “탄성변형된 저어널의 편심과 베어링 부시의 부분경사를 고려한 선미관 후부베어링의 압력분포 해석,” 대한조선학회논문집, Vol. 44, No. 6, pp. 666-674, 2007.
- [30] T. B. Ronald, “The optimum alignment of marine shafting,” Marine Technology, pp. 260-269, 1974.
- [31] L. Vassilopoulos, “Constraint equations for optimum shaft alignment problems,” Proceedings of The Institute of Marine Engineers Conference on Operational Aspects of Propulsion Shafting Systems, 1979.
- [32] M. Zissimos, and P. Panos, “A mathematical model for optimal strengthen and alignment of a marine shafting system,” Journal of Ship Research, Vol. 29, No. 3, pp. 212-222, 1985.
- [33] 전효중, 선박동력전달장치, 부산: 태화출판사, 1986.
- [34] D. Sverko, “Design concerns in propulsion shafting alignment,” ABS Technical Papers, pp. 1-13, 2003.
- [35] American Bureau of Shipping (ABS), Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment, NY, USA: ABS, 2006.
- [36] Practices and Procedures for the Alignment of Marine Main Propulsion Shafting Systems, [https://higherlogicdownload.s3.amazonaws.com/SNAME/514638bf-7b9e-4b06-9e9b-d92dd74b4b8d/UploadedImages/Panel\\_M-16\\_Propulsio.Practices\\_and\\_Proced.Jan.2007.T-R\[1\].pdf](https://higherlogicdownload.s3.amazonaws.com/SNAME/514638bf-7b9e-4b06-9e9b-d92dd74b4b8d/UploadedImages/Panel_M-16_Propulsio.Practices_and_Proced.Jan.2007.T-R[1].pdf), Accessed March 22, 2016
- [37] 이재웅, 베어링 강성을 고려한 초대형 컨테이너 운반선의 최적 추진축계 배치에 관한 연구, 석사학위논문, 한국해양대학교, 2011.

- [38] 이재웅, “베어링 강성을 고려한 10,100 TEU 컨테이너 운반선의 최적 추진축계 배치에 관한 사례연구,” 한국마린엔지니어링학회지, Vol. 40, No. 3, pp. 185-190, 2016.
- [39] S. Lei, X. Dongxin, and S. Xigeng, “Research on shafting alignment considering ship hull deformations,” Marine Structures, Vol. 23, No. 1, pp. 103-114, 2010.
- [40] R. B. Grant, “Shaft alignment methods with strain gages and load cells,” Marine Technology, Vol. 17, No. 1, pp. 8-15, 1980.
- [41] A. W. Forrest, and R. F. Labasky, “Shaft alignment using strain gages,” Marine Technology, Vol. 18, No. 3, pp. 276-284, 1981.
- [42] M. N. K. Rao, M. V. Dharaneepathy, S. Gomathinayagam, K. Ramaraju, P. K. Chakravorty, and P. K. Mishra, “Computer-aided alignment of ship propulsion shafts by strain gage methods,” Marine Technology, Vol. 28, No. 2, pp. 84-90, 1991.
- [43] 김경석, 장완식, 나상수, 정현철, “스트레인 게이지를 이용한 회전체의 축정렬 연구,” 한국정밀공학학회지, Vol. 19, No. 5, pp. 126-132, 2002.
- [44] S. D. Zhang, J. G. Yang, Y. Y. Li, and J. Li, “Identification of bearing load by three section strain gauge method: Theoretical and experimental research,” Measurements, Vol. 46, No. 10, pp. 3968-3975, 2013.
- [45] H. G. Payer, “Technological and economic implications of mega-container carriers,” The International Journal of Society of Naval Architects and Marine Engineers(SNAME), Trans. 67, pp. 101-120, 2001.
- [46] D. Sverko, “Hull deflections shaft alignment interaction, a case study,” Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering, pp. 245-251, 2005.



- [47] Y. J. Lee, and U. K. Kim, "A study on hull deflection and shaft alignment interaction in VLCC," Journal of the Korean Society of Marine Engineering (JKOSME), Vol. 29, No. 7, pp. 785-794, 2005.
- [48] 이용진, 김의간, "살물선 축계의 굽힘모멘트와 베어링 반력을 이용한 선체 변형 해석," 한국마린엔지니어링학회 후기학술대회 논문집, pp. 6-7, 2005.
- [49] 이용진, 김의간, "4만6천톤급 석유/화학 운반선의 추진축계 배치를 위한 선체 변형 해석," 한국마린엔지니어링학회 후기학술대회 논문집, pp. 1-2, 2005.
- [50] Y. J. Lee, U. K. Kim, and J. S. Kim, "Hull deflections affecting on the ship's propulsion shafting alignment in 64k oil/chemical carrier," Journal of the Korean Society of Marine Engineering(JKOSME), Vol. 30, No. 7, pp. 800-807, 2006.
- [51] 이용진, 선박 추진축계 변형에 영향을 미치는 선체 변형에 관한 연구, 박사학위논문, 한국해양대학교, 2006.
- [52] 이재웅, "5만 DWT 석유화학제품 운반선의 선체변형을 고려한 추진축계 정렬해석 연구," 한국마린엔지니어링학회지, Vol. 40, No. 3, pp. 191-197, 2016.
- [53] 한국선급, 선박 진동 소음 제어지침, 제3판. 파주: 텍스트북스, 2014.
- [54] E. Panagopulos, "Design-stage calculations of torsional, axial and lateral vibrations of marine shafting," The International Journal of Society of Naval Architects and Marine Engineers(SNAME), Trans. 58, pp. 329-384, 1950.
- [55] H. Koike, M. Nagata, and K. Tachibana, "Evaluation of lateral vibration in marine shaft system," Journal of the Marine Engineering Society in Japan(MESJ), Vol. 11, No. 5, pp. 376-384, 1976.

- [56] K. Ohtaka, and T. Nakamura, "On the forced response of propeller shaft," Journal of the Marine Engineering Society in Japan(MESJ), Vol. 11, No. 5, pp. 385-391, 1976.
- [57] Y. Hori, M. Tanaka, A. Hauike, and T. Nasuda, "Lateral vibrations of propeller shaft systems," Journal of the Marine Engineering Society in Japan(MESJ), Vol. 13, No. 4, pp. 307-312, 1978.
- [58] T. Saitoh, M. Mizuuchi, K. Matsumoto, M. Nagai, M. Yoshioka, and T. Shigemi, "Whirling of propeller shaftings," Journal of the Marine Engineering Society in Japan(MESJ), Vol. 13, No. 12, pp. 903-917, 1978.
- [59] N. H. Jasper, A Theoretical Approach to the Problem of Critical Whirling Speeds of Shaft-Disk Systems, Report 827, David W. Taylor Model Basin (DTMB), USA, 1954.
- [60] N. H. Jasper, A Design Approach to the Problem of Critical Whirling Speeds of Shaft-Disk Systems Report 890, David W. Taylor Model Basin (DTMB), USA, 1954.
- [61] N. H. Jasper, and L. A. Rupp, "An experimental and theoretical investigation of propeller shaft failures," The International Journal of Society of Naval Architects and Marine Engineers(SNAME), Trans. 60, pp. 314-381, 1952.
- [62] 전효중, 김희철, "유한요소법에 의한 추진축계의 광진동 계산에 관한 연구," 한국박용기관학회지, Vol. 3, No. 1, pp. 2-18, 1979.
- [63] 안시영, 전효중, "전달매트릭스법에 의한 다점지지축계의 연성자유회진 동계산에 관한 연구," 한국박용기관학회지, Vol. 7, No. 1, pp. 49-63, 1983.
- [64] 안시영, "추진축계의 연성광진동에 관하여," 대한조선학회지, Vol. 22, No. 1, pp. 38-44, 1985.

- [65] 안시영, “유한요소법에 의한 축계의 연성자유광진동계산에 관한 연구,” 대한조선학회지, Vol. 23, No. 4, pp. 19-24, 1986.
- [66] 유광택, 전효중, “유한요소법에 의한 다점지지축계의 연성자유횡진동 계산에 관한 연구,” 한국박용기관학회지, Vol. 10, No. 4, pp. 41-49, 1986.
- [67] 안시영, “선박 추진축계의 횡진동,” 한국박용기관학회지, Vol. 13, No. 1, pp. 13-23, 1989.
- [68] 이돈출, 박병학, 전효중, “전달 매트릭스법에 의한 다지점지지계의 연성 강제감쇠 횡진동 계산에 관한 연구,” 한국박용기관학회지, Vol. 14, No. 2, pp. 135-147, 1990.
- [69] 김용철, 이건도, “선박 추진축의 선회임계속도에 관한 연구,” 대한조선학회논문집, Trans., Vol. 31, No. 2, pp. 29-37, 1994.
- [70] American Bureau of Shipping(ABS), Rules for Building and Classing Steel Vessels Pt 4, Texas, USA: ABS, 2015.
- [71] 손충렬, 이강수, 류영현, “회전샤프트의 위험속도에 관한 진동특성 연구,” 한국소음진동공학회논문집, Vol. 18, No. 9, pp. 961-971, 2008.
- [72] 권혁, 한성용, 엄재광, “1000인승 대형 Ro-Ro Ferry의 축계 Whirling 진동 해석 및 계측/분석,” 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 143-148, 2001.
- [73] 김진희, 김준성, 김태연, 이돈출, “소형추진축계에서 스트레인 게이지를 이용한 휘둘림 진동에 대한 계측 및 평가,” 한국소음진동공학회 2011년 추계학술대회논문집, pp. 527-532, 2011.
- [74] 김지남, 권혁, 박노준, 송성용, 최성태, “CPP장착 선박 추진축계의 whirling 진동 특성 연구,” 한국소음진동공학회 2013년 추계학술대회논문집, pp. 879-881, 2013.

- [75] J. S. Sun, T. M. Han, K. K. Lee, and U. K. Kim, "A study on the measurement and analysis of whirling vibration behavior of marine propulsion shafting using gap-sensors," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering(JKOSME)*, Vol. 39, No. 2, pp. 130-135, 2015.
- [76] T. Saitoh, "Dynamic alignment taking account of propeller forces and stern tube bearing performances(動的外力と船尾管軸受特性を考慮した軸系アライメント)," *Journal of the Marine Engineering Society in Japan(MESJ)*, Vol. 18, No. 2, pp. 142-153, 1983.
- [77] R. Kuroiwa, A. Oshima, T. Nishioka, T. Tateishi, K. Ohyama, and T. Ishijima, "Reliability improvement of stern tube bearing considering propeller shaft forces during ship turning," *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review*, Vol. 44, No. 3, pp. 1-3, 2007.
- [78] S. Takahashi, S. Matsumoto, T. Tateishi, K. Ohyama, R. Kuroiwa, and S. Morohoshi, "Study on oil film analysis of the stern tube bearing under the conditions of dynamic propeller shaft forces(変動プロペラ荷重を受ける船尾管軸受の油膜解析に関する研究)," *The Japan Society of Mechanical Engineers, Trans.C75(759)*, pp. 3054-3061, 2009.
- [79] B. J. Vartdal, T. Gjestland, and T. I. Arvidsen, "Lateral propeller forces and their effects on shaft bearings," *First International Symposium on Marine Propulsors*, pp. 475-481, 2009.
- [80] 신상훈, "선박의 직진과 선회 시의 프로펠러 하중이 프로펠러 축 베어링에 미치는 영향," *대한조선학회논문집*, Vol. 52, No. 1, pp. 61-69, 2015.
- [81] 박태인, 이현엽, "사중적분에 의한 선박추진축계의 배치에 관한 연구," *한국박용기관학회지*, Vol. 3, No. 1, pp. 32-39, 1979.
- [82] 김철우, *Strain Gauge를 이용한 선박 추진 축계 베어링 반력의 측정 및 분석에 관한 연구*, 석사학위논문, 한국해양대학교, 2006.

- [83] 김철우, 이용진, 조권희, 김의간, “스트레인 게이지를 이용한 선박용 추진축계의 베어링 반력 측정에 관한 연구,” 한국마린엔지니어링학회지, Vol. 32, No. 1, pp. 33-41, 2008.
- [84] 한국선급, 선급 및 강선규칙 5편 기관장치, 부산: 한국선급, 2015.
- [85] S. Hayama, “A study on the consideration of lateral vibration of marine shafting(推進軸系橫振動に関する一考察 -修正Panagopulosの式-),” Journal of the Marine Engineering Society in Japan(MESJ), Vol. 9, No. 5, pp. 419-424, 1974.
- [86] Korean Register(KR), SeaTrust-Machinery User Manual, Busan, Korea, 2013.
- [87] D. Sverko, “Shaft alignment optimization with genetic algorithms,” Propellers and Shafting 2003 Symposium of The International Journal of Society of Naval Architects and Marine Engineers(SNAME), pp. 1-24, 2003.
- [88] Y. Batrak, R. Batrak, and D. Berin, “Computer application for shaft alignment design,” 2013. [online]. Available: <http://www.shaftdesigner.com/downloads/Yuriy-Batrak-Computer-Application-For-Shaft-Alignment-Design.pdf>, Accessed March 31, 2016.
- [89] Wärtsilä, EnDyn v205\_lc User Guide, Switzerland: Wärtsilä, 2011.
- [90] 양보석, 기계설비의 진동상태 감시 및 진단 1편: 인터뷰전, 2006.
- [91] 인코스시스, 진동 및 장비핸드북, <http://www.incosys.co.kr/index.php/book/book-table>, Accessed March 5, 2016.

## 감사의 글

이 논문의 완성을 위해 물심양면으로 은혜를 베풀어 주신 분들께 진심으로 감사드립니다.

전효중 총장님, 김정렬 교수님, 최재성 교수님, 김종호 교수님, 김기인 박사님, 조권희 교수님, ‘이제 시작일 뿐이며 앞으로 더욱 정진하라’ 는 命으로 검허히 받들며 先生님의 발자취를 열심히 따라가며 靑出於藍으로 報恩하겠습니다.

학위과정을 마칠 수 있도록 저를 질책과 격려로 견인해 주신 오주원 상무님, 문준식 팀장님, 최종열 팀장님, 박선준 팀장님, 박개명 팀장님, 이경우 박사님, 이상수 팀장님, 김규환 수석님, 이영환 선배님, 親友 김영근, 지성운, 윤대혁, 강곤, 늘 기도해 주신 아버지, 어머니, 장인어른, 장모님, 딸 윤하, 로하, 무엇보다도 옆에서 저를 믿어주고 사랑으로 모든 희생을 홀로 감내해준 아내에게 이 작은 결실을 기쁨으로 바칩니다.

너는 내일 일을 자랑하지 팔라 하루 동안에 무슨 일이 일어날는지 네가 알 수 없음이니라. (잠 27:1)