

5만 DWT 석유화학제품운반선의 선체변형을 고려한 추진축계 정렬해석 연구

이재웅[†]

(Received February 5, 2016 ; Revised March 2, 2016 ; Accepted March 14, 2016)

A study of the analysis of shaft alignment considering hull deflections for 50,000 DWT oil/chemical tankers

Jae-Ung Lee[†]

요약: 선박이 고출력화, 대형화 됨에 따라 추진축의 강성은 증가한 반면에 선체는 고장력 후판을 사용하므로 이전의 선체보다 훨씬 더 쉽게 변형되는 실정이다. 흘수변화에 따른 선체변형은 축계를 구성하는 각각의 베어링 옵셋 및 반력에 연쇄적인 영향을 미치게 된다. 이는 기존의 선박보다 더욱 정교한 축계정렬이 요구됨을 의미한다. 본 연구에서는 최근 친환경 고효율 선박으로 등장한 5만 DWT급 석유화학제품운반선을 대상으로 선박의 흘수 변화에 따른 선미부 구조해석을 실시하고 구조해석으로부터 얻어진 축계의 상대변위를 이용하여 축계정렬 해석을 수행하였다. 구조해석은 선박의 통상 운항조건에서 최대 흘수 변화를 고려한 2개 조건에서 수행하였다. 이를 바탕으로 선체변형에 따른 베어링 옵셋 변화가 축계정렬에 미치는 영향을 검토하였다.

주제어: 축계정렬, 선체변형, 구조해석, 베어링 옵셋 계산

Abstract: The shaft system of a vessel becomes stiffer because of larger engine power, whereas the hull structure becomes more flexible because of scantling optimization conducted by using high-tensile thick steel plates. The draught-dependent deformation of the hull affects each bearing offset and reaction force comprising the subsequent shaft system. This is the reason that more sophisticated shaft alignments are required. In this study, an FE analysis performed under the expected operating conditions of two (2) vessels, as maximum draught change and to analyze the shaft alignment using the relative bearing offset change, which was derived from an FE analysis of the 50,000 DWT oil/chemical tanker, which has become an eco-friendly vessel in recent years. Based on this, the influence of the hull deflection on the bearing offset was reviewed against results for shaft alignment conditions.

Keywords: Shaft alignment, Hull deflections, Finite elements method, Bearing offset calculation

1. 서론

축계정렬에 관한 연구는 1950년대 후반 미국 해군 함정에서 그 중요성이 대두된 이후 1960년대 후반부터 1970년대 초반에 걸쳐 개개의 베어링에 대한 최적의 위치를 결정하는 주요 이론이 정립되었다[1]-[4]. 이후 조선기술 및 철강기술의 발전과 함께 선박은 고출력화, 대형화 됨에 따라 추진축의 강성은 증가한 반면 선체는 고장력 후판의 적용으로 이전의 선체보다 훨씬 더 쉽게 변형되는 실정이다. 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 변형 및 프로펠러 추력에 의해 발생하는 굽힘모멘트, 하중에 대해 연직방향으로 작용하는 베

어링의 탄성변형 등을 함께 고려하여[5]-[9] 추진축계와 주구동장치에 민감한 영향을 미치지 않도록 넓은 허용범위를 갖도록 하는 것이 바람직하다. 특히 주기관 직결형식의 단축이 설치된 탱커선에서는 선체변형을 충분히 고려하지 않고 축계정렬을 수행한 경우 베어링 수명 단축, 손상 등의 심각한 상황을 초래할 수 있다[10]. 이에 대한 대책으로 일부 조선소에서는 엔진정렬 시 굽힘 모멘트에 의한 선체의 호깅을 미리 예측하여 이를 보상하기 위한 사전 새깅(pre-sagging)[11]을 경험적으로 수행하기도 한다. 그러나 흘수 변화에 의한 기관실 이중저 및 메인 엔진 베드의 변형을 보다 정확하게 예측하고 이를 축계정렬해석에 반영하기 위해서는 상세 계산이 요구된다. 본 연구에서는 최근 친환경 고효율 선박으로 등장한 5만 Dead Weight Tons (DWT, 중량톤)

[†] Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-0040-3630>): Korean Register, 36, Myungji Ocean Sity 9-ro, Gangseo-gu, Busan, Korea, E-mail: julee@krs.co.kr, Tel: 070-8799-8442

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

급 석유화학제품운반선을 대상으로 선박의 흘수 변화에 따른 선미부 구조해석을 실시하고 구조해석으로부터 얻어진 축계의 상대변위를 이용하여 축계정렬 해석을 수행하였다. 구조해석은 선박의 통상 운항조건에서 최대 흘수 변화를 고려한 경하중, 만재하중의 2개 조건에서 수행하였다. 이를 바탕으로 추진축계가 선체 변형의 영향 하에서도 허용치 [12][13]를 만족하는지 여부를 확인하였다.

2. 선체변형을 고려한 축계정렬 해석방법

Table 1 및 Table 2는 본 연구에 이용한 실선 및축계의 주요 사양이며 Figure 1 및 Figure 2에 일반배치도 및 축계 배치도를 나타내었다.

Table 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

Table 2: Specification of 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	4 blade fixed pitch
	Diameter: 6,600 mm
	Material: Ni-Al-Bronze
	Mass: 18,200 kg
Flywheel	Cap & nut mass: 1,538 kg
	Mass: 11,207 kg

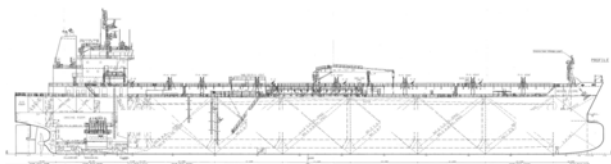


Figure 1: General arrangement of the ship

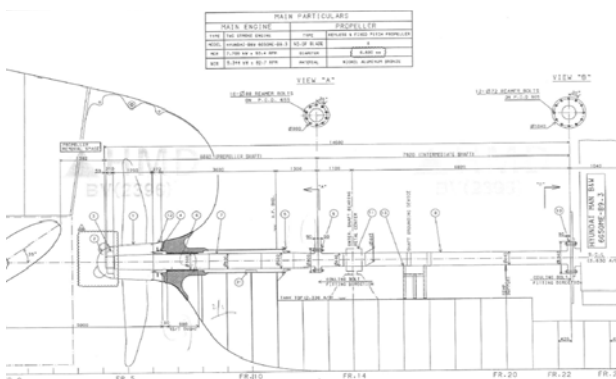


Figure 2: Shafting arrangement of the ship

유한요소 모델은 선미부와 화물창 1개를 고려하여 [14] Figure 3과 같이 작성하였으며 선체 모델링에 사용된 재료의 물성치는 Table 3과 같다.

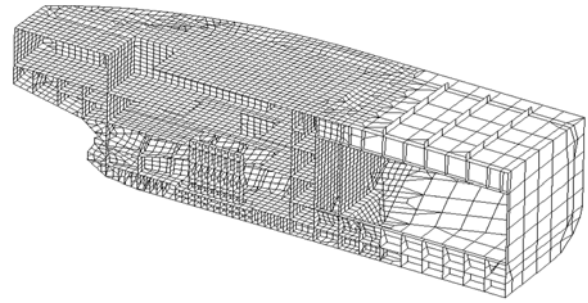


Figure 3: FE model of 50,000 DWT oil/chemical tanker

Table 3: Material property of FE model

Items	Steel		
	Mild	HT32	HT36
Mass density, ρ [N/mm ³]	76,982	76,982	76,982
Elastic modulus, E [MPa]	206,000	206,000	206,000
Poisson ratio, ν	0.3	0.3	0.3
Minimum specified yield stress, σ [MPa]	235	235	235
Material factor, f_1	1.00	1.28	1.39

선체 구조부는 2D 쉘 요소를 사용하였고 모든 부재는 종, 비틀, 굽힘응력에 대응하는 빔 요소로 작성되었다. 주기관은 Figure 4와 같이 진동해석을 위해 쉘 요소로 구현된 모델을 사용하였으며 엔진의 중량(약 260 ton)에 의한 이중저 탱크 상부의 변형을 고려하기 위해 가상의 두께를 적용하였다. 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 편의상 쉘모델을 이용하고 가상의 두께를 적용하여 엔진의 무게를 반영하였다. 또한 거주구역, 타 및 기타 장비의 중량은 흘수변화에 따른 변화가 없으므로 제외하였다.

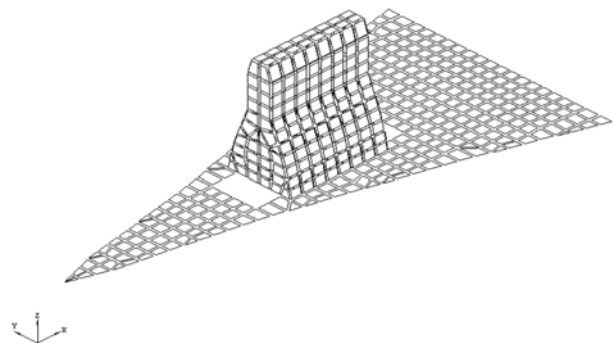


Figure 4: FE model of the main engine

하중조건은 적재매뉴얼(Loading manual)에 따라 최대 흘수 변화를 고려하여 Table 4와 같이 조건을 부여하였다. Figure 5 및 Figure 6과 같이 선체의 외관에 대해서는 흘수에 따른 정수압을, 각 탱크 내부에 대해서는 화물유(Cargo oil) 및 평형수(Ballast water)에 대한 정하중을 적용하였다.

또한 해석 시 경계조건으로 인한 영향을 최소화하기 위하여 Figure 7과 같이 화물창 전단격벽의 모든 절점(Node)을 전방향 구속하였다.

Table 4: Draught 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%
Draught [m]		7.05	13.21

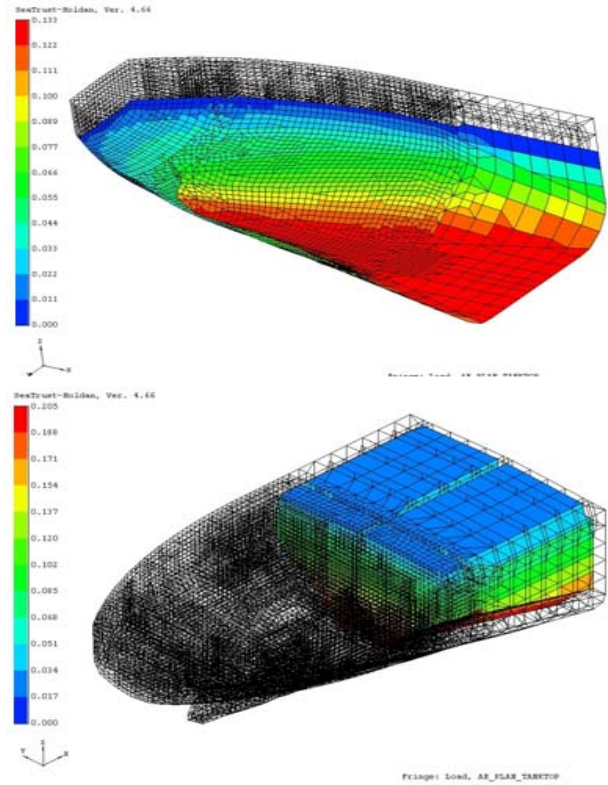


Figure 6: External and internal pressure in full load condition

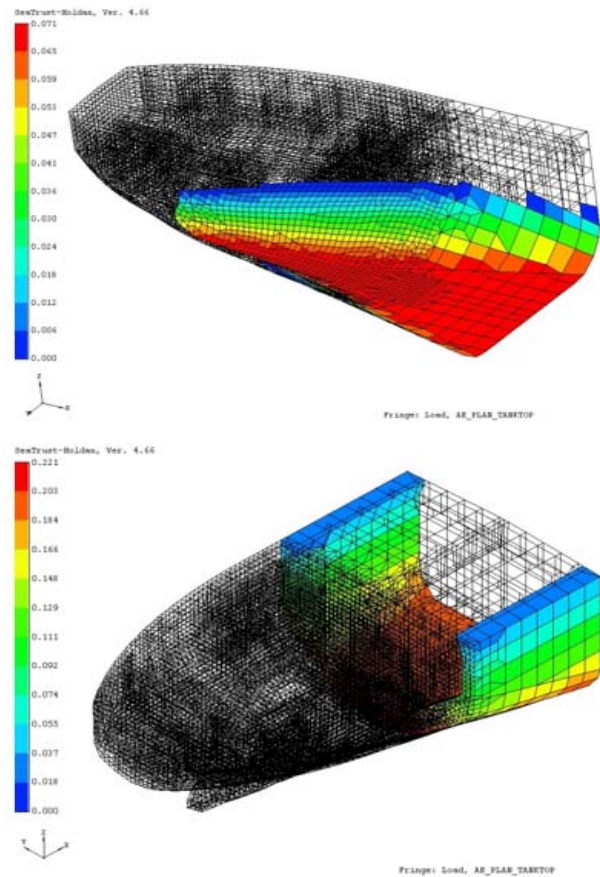


Figure 5: External and internal pressure in light load condition

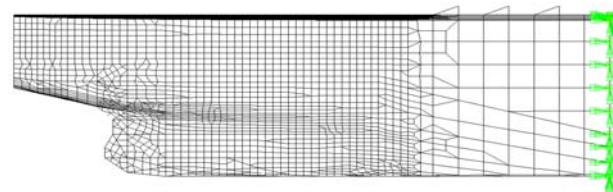


Figure 7: Boundary condition

한편, 축계정렬 해석을 위한 모델은 Figure 8과 같이 작성[15]하였으며 축계에 작용하는 하중조건은 Table 5에 나타내었다. 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. Figure 8의 적색 원 내의 크랭크샤프트 부분에는 외력에 이미 축의 자중이 고려되었으므로 밀도를 '0'으로 처리하였다. 또한 선체변형으로 인한 축계 지지베어링 위치에서의 수직방향 변위 변형량(δ_v)은 지지 베어링 읍셋의 변위(δ_b)에 영향을 미치므로 축계정렬 해석시 이 효과는 식 (1)과 같이 베어링 지지점 위치에서의 선체 변형량을 베어링 읍셋에 직접 반영($\Delta\delta$)하여 해석하였다.

$$\Delta\delta = \delta_b + \delta_v \quad (1)$$

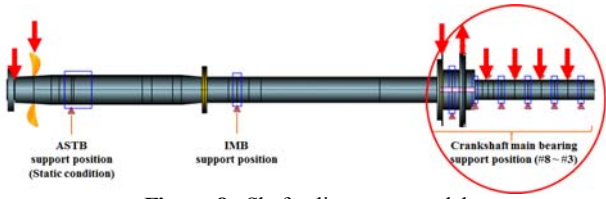


Figure 8: Shaft alignment model

Table 5: External vertical loads and density

Description	Load [N]	Density [N/mm ³]	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 throw	125,000	0	-

축계 안정성 평가는 각 베어링의 반력과 Figure 9와 같이 선미관 베어링에서의 프로펠러축과 베어링의 상대적 경사 각을 기준으로 평가하였으며 Table 6에 이들 각각의 평가 기준을 나타내었다. 여기서 ASTB, IB, MB는 각각 선미관 베어링, 중간축 베어링, 주기관 베어링을 의미한다.

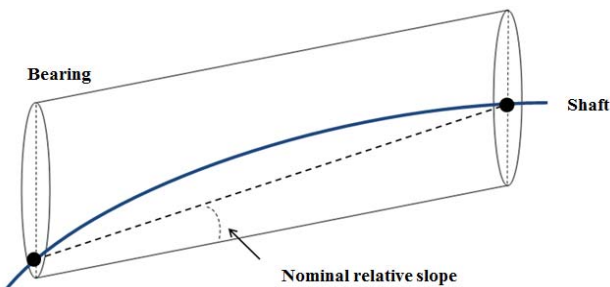


Figure 9: Definition of relative slope

Table 6: Criteria for 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 [mrad]

3. 해석 결과 및 고찰

상기와 같은 해석방법에 따라 수행한 경하중 및 만재하중에서의 선체변형 해석 결과를 Figure 10 및 Figure 11에 각각 나타내었다.

또한, 상기 해석 결과로부터 Figure 12 및 Figure 13과 같은 선체 변형데이터를 얻었다.

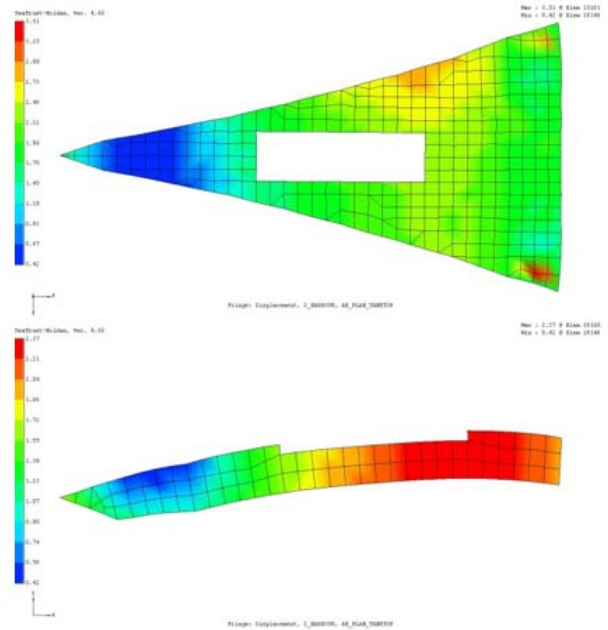


Figure 10: Hull deflection in the light load condition

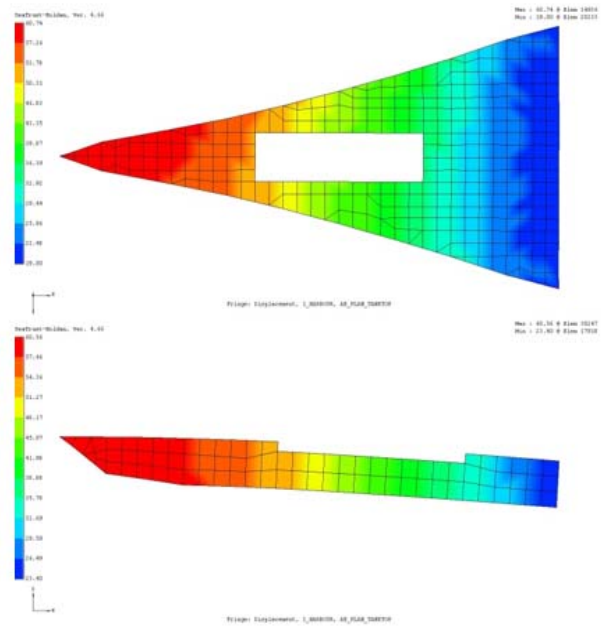


Figure 11: Hull deflection in the full load condition-1

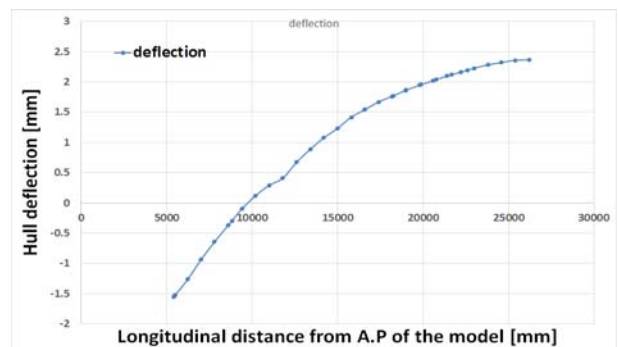


Figure 12: Hull deflection in the light load condition

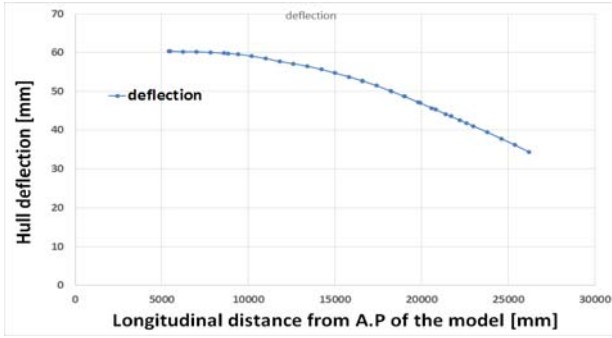


Figure 13: Hull deflection in the full load condition

이를 축계정렬해석에 이용하기 위해서는 선미관 양단의 선수 및 선미 베어링 옵셋(통상 '0')을 연결하는 직선을 기준으로 좌표를 회전시키기 위한 준비가 끝나게 된다. 다음으로 Figure 15에 회전을 위한 변환좌표계를 나타내었다.

대상선박의 경우에는 선미관 전부 베어링이 생략된 선박이므로 Figure 16 및 Figure 17와 같이 전부 베어링 위치에 해당하는 지점의 옵셋을 '0'으로 하여 기준선을 긋고 이에 대한 좌표변환을 수행하였다.

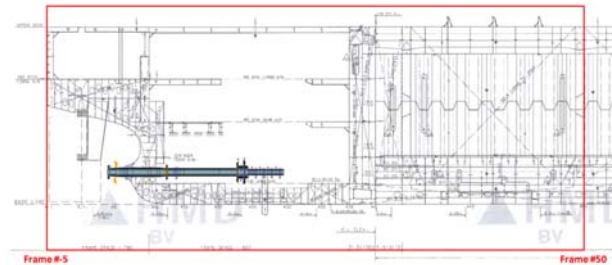


Figure 14: Modelling range of FE and shaft alignment

Table 7: Corrected bearing position on the shaft alignment model corresponding FE model

Bearing	From propeller shaft end [m]	From the A.P
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

반면, 축계정렬해석을 위한 모델은 프로펠러축의 끝단을 기준으로 작성되었다. 즉, 축계정렬모델의 시작점은 유한요소모델의 시작점보다 선수방향에 위치하게 된다. 따라서 유한요소모델 위치에 따른 선체 변형량을 축계정렬 해석모델의 베어링 위치에 보정시키는 작업을 선행하였고 Table 7에 보정된 베어링 위치를 나타내었다. 즉, 축계정렬 모델 상 선미관 베어링(ASTB)베어링의 위치(2.192 m)에 상응하는 유한요소모델 위치는 5.410 m가 됨을 의미한다.

이를 축계정렬해석에 이용하기 위해서는 선미관 양단의 선수 및 선미 베어링 옵셋(통상 '0')을 연결하는 직선을 기준으로 좌표를 회전시키기 위한 준비가 끝나게 된다. 다음으로 Figure 15에 회전을 위한 변환좌표계를 나타내었다.

대상선박의 경우에는 선미관 전부 베어링이 생략된 선박이므로 Figure 16 및 Figure 17와 같이 전부 베어링 위치에 해당하는 지점의 옵셋을 '0'으로 하여 기준선을 긋고 이에 대한 좌표변환을 수행하였다.

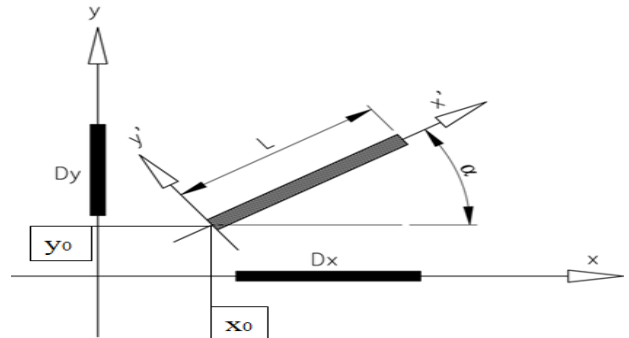


Figure 15: Coordinate system

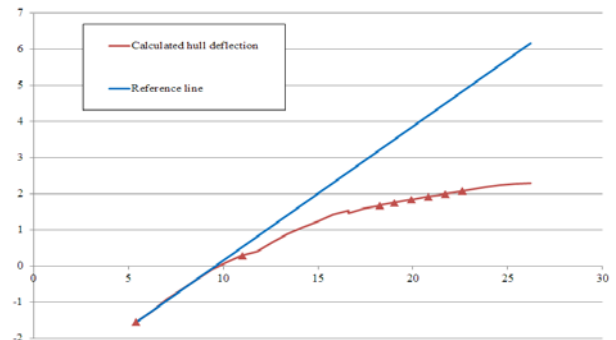


Figure 16: Calculated hull deflection at light load condition and the reference line before rotation

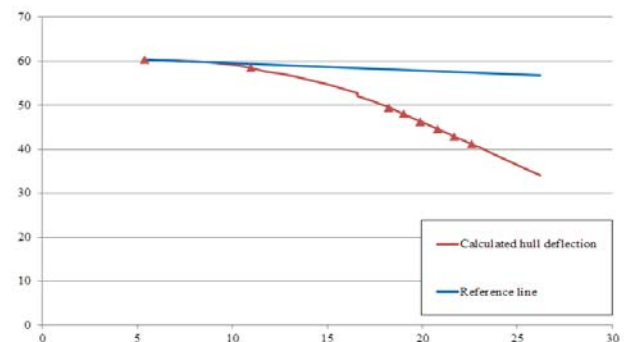


Figure 17: Calculated hull deflection at full load condition and the reference line before rotation

좌표변환을 위해 사용된 수식은 식 (2)와 같다.

$$\begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x-x_0 \\ y-y_0 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서 $\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix}$ 는 변환 전 좌표계의 점 좌표이며 $\begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix}$ 는 좌표

변환 후 y 축이 '0'이 되도록 원 좌표 $\begin{Bmatrix} x_0 \\ y_0 \end{Bmatrix}$ 로 보상하여 변환한 점 좌표계이다. $\begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix}$ 는 좌표 변환 매트릭스이다.

Table 8 및 Figure 18은 좌표변환 후의 선체변형을 반영한 베어링 옵셋을 설계치와 함께 나타낸 결과이다. 이를 통해 축계 정렬상태가 선체 변형의 영향으로 경하중에서 만재하중으로 이동할수록 축계는 설계치 대비 우 하향 배치됨을 알 수 있었다.

Table 8: Bearing offsets derived from the effect of hull deflection

Bearing	Design [mm]	Light load [mm]	Full load [mm]
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

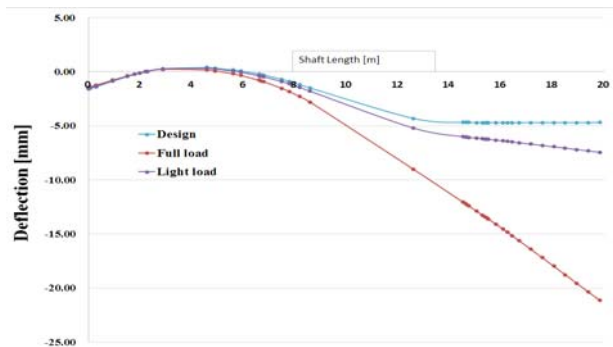


Figure 18: Draught dependent relative shaft deflection curves

Table 9 및 Figure 19는 양 조건하에서 선체변형량을 반영하여 계산한 베어링 반력값을 설계치와 비교한 결과를 나타낸다. 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.

Table 9: Bearing offsets derived from the effect of hull deflection

Bearing	Design [mm]	Light load [mm]	Full load [mm]
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

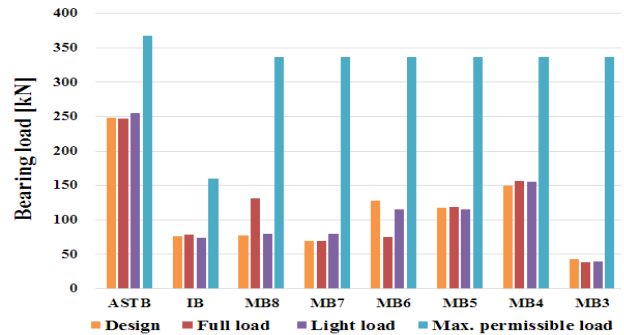


Figure 19: Draught dependent load variation of each bearing

다만, 주기관베어링에서 계산결과와 실측결과의 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/mm로써 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 반력변화가 작고 클수록 선체변형에 따른 반력변화가 크다. 따라서 Figure 20과 같이 임의로 하나의 베어링 옵셋을 1mm 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 색(sag) 허용공차, 주기관 베어링 중심간의 허용편차, 실제 엔진이 설계된 것보다 더 경사지게 설치되었을 경우 등의 선박건조 공정작업 중 흔히 발생할 수 있는 현상(margin of error)으로 판단되므로 공정 단계별로 허용오차가 누적되지 않도록 작업자의 주의가 요구된다.

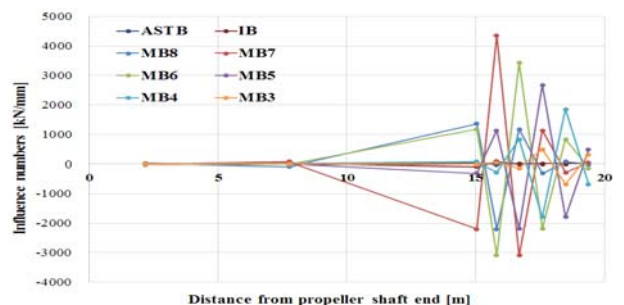


Figure 20: Vertical offset dependent Reaction Influence Number (RIN) when bearing moved by 1mm respectively

마지막으로 베어링 후부에 축 및 프로펠러 자중의 집중으로 인한 베어링 손상을 방지하기 위한 조치로써 축과 선미관 베어링간의 상대적 경사각을 가능한 한 모든 조건에서 0.3 mrad 이하가 되도록 설계하는 것이 중요하다. 이러

한 관점에서 **Table 10**에서는 선체 변형을 반영한 상대적 경사각을 계산하여 나타내었다. 검토 결과 상대적 경사각은 설계치 대비 감소되었음을 알 수 있었다. 이는 축과 베어링 간 접촉면적이 설계치 대비 넓어짐을 의미하고 이로 인해 축 하중이 베어링에 보다 고르게 분포됨을 의미하므로 상대적 경사각의 감소는 축계안전성을 다소 증가시키는 긍정적인 요인으로 작용할 것으로 판단된다.

Table 10: Draught 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]		0.447	0.423	0.383
Bearing slope [mrad]		0.300	0.300	0.300
Relative slope [mrad]		0.147	0.123	0.083

4. 결 론

본 연구에서는 새로운 선형인 5만톤급 중형화학제품운반선에 대해서 선체 변형을 고려한 추진축계정렬 연구를 수행하였다. 선체 변형량은 선박의 운항 중 최대 흡수변화를 기대할 수 있는 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 선 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 축계안전성을 증가시키는 다소 긍정적인 요인으로 작용함을 확인하였다.
- (5) 본 연구를 통해 예측된 선체 변형량은 향후 유사선박의 축계정렬 검토 시 참고가 될 것으로 판단된다.

References

[1] R. Michel, "A quarter century of propulsion shafting design practice and operating experience in the U.S. navy," *Journal of the American Society for Naval Engineers*, 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 the Society of Naval Architects and Marine Engineers*, pp. 449-523, 1959. [Online]. available: <http://www.sname.org/HigherLogic/System/DownloadDocumentFile.aspx?DocumentFileKey=51feb692-25ae-4b8b-bf4f-55bdea1led48>

[3] W. E. Lehr "Considerations in the design of marine propulsion shaft system," *Society of Naval Architects and Marine Engineers*, vol. 67, p. 555, 1961.

[4] G. Mann, "Shipyard Alignment of Propulsion Shafting Using Fair Curve Alignment Theory," *The American Society of Naval Engineers Journal*, vol. 77, no.1, pp. 117-133, 1965.

[5] American Bureau of Shipping (ABS), *Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment*, Houston, USA : American Bureau of Shipping : ABS, 2006.

[6] K. C. Kim and J. G. Kim, "A study on optimum shaft alignment analysis for VLCC," *Proceedings of the special transactions of the Society of Naval Architects of Korea*, pp. 134-137, 2005 (in Korean).

[7] H. J. Jeon, *Ship Propulsion Transmission Equipment*, Busna, Korea, Taehwa Publishing Company, 1986 (in Korean)

[8] C. O. Seo, *A Study on the Optimal Shafting Alignment for Chemical Tanker of Medium Size*, M.S. Thesis, Department of Marine System Engineering Graduate School, Korea Maritime University, Korea, 2010 (in Korean).

[9] J. U. Lee, *A study on the Optimal Shafting Alignment Concerning Bearing Stiffness for Extra Large Container Carrier*, M.S. Thesis, Department of Marine System Engineering Graduate School, Korea Maritime University, Korea, 2011 (in Korean).

[10] L. Shi, D. Xue, and X. Song, "Research on shafting alignment considering ship hull deformations," *Marine Structures*, vol. 23, no. 1, pp. 103-114, 2010.

[11] J. M. Jung, I. H. Choe, and S. H. Shin, "A study on elastic shaft alignment using nonlinear bearing elements," *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, vol. 42, no. 3, pp. 259-267, 2005 (in Korean).

[12] MAN B&W, "Bearing load measurement by jaking up", ID No. 07424-5, 2012.

[13] KR, *Rules for the Classification of Steel Ships Part 5 Chaper 3 206*, Busan, Korea, Korean Register, 2015.

[14] Class NK, *GUIDELINES ON SHAFTING ALIGNMENT*, Japan, Class NK, 2006.

[15] Korean Register of Shipping, *SeaTrust-Machinery User Manual ver.1.0*, Busan, Korea, 2013 (in Korean).