

# 선박의 직진과 선회 시의 프로펠러 하중이 프로펠러 축 베어링에 미치는 영향

신상훈<sup>†</sup>  
현대중공업 선박연구소

## Effects of Propeller Forces on the Propeller Shaft Bearing during Going Straight and Turning of Ship

Sang-Hoon Shin<sup>†</sup>  
Hyundai Maritime Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.

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.

In the beginning of the 1990's, numerous shaft bearing damages, especially in aft stern tube bearing, were reported. The main reasons of bearing damages were estimated that hull deflections have been increased by more flexible hulls and propeller dynamic loads have not been considered in shaft alignment. After that time, studies to take into account hull deflections in shaft alignment have been actively carried out, but for the latter leave much to be desired. In this study, the effects of the propeller forces on the propeller shaft bearing have been investigated by estimating thrust eccentricity as reasonable as possible although some assumptions to simulate turning of ship were introduced. Three dimensional nominal wake to estimate thrust eccentricity have been calculated by using CFD analysis and model test in the towing tank. This study presents the procedure to estimate the propeller eccentric forces and their influence on the stern tube bearing for a container carrier. As a result, it has been found that the lateral propeller forces in turning condition should be considered in shaft alignment to prevent shaft bearing damages.

**Keywords** : Stern tube bearing(선미관 베어링), Hull deflection(선체 처짐), Shaft alignment(축계 정렬), Thrust eccentricity(추력 편심), Model test(모형 시험)

### 1. 서론

선박 탑재 기계류 관련 가장 흔한 손상 사례가 프로펠러 축 베어링과 주기관 베어링의 손상이며, 그 중에서도 가장 많은 손상이 선미관 후부 베어링(aft stern tube bearing)에서 발생하고 있다 (Vartdal, et al., 2009).

1990년대 초반에 프로펠러 축 베어링의 손상 사고가 크게 증가하였는데, 이의 주된 원인은 선박의 대형화에 기인한 선박의 유연성(flexibility) 증가로 선체 변형이 크게 증가한 것과 축계 정렬 시 프로펠러 동적 하중을 고려하지 않은 것이라고 추정되었다.

이러한 사고로 인하여 선체 변형이 축계 정렬에 미치는 영향을 고려하기 위해 유한요소해석결과를 활용하여 선체 변형을 고려한 연구 (Shin & Choe, 2004), 선체 변형 데이터 베이스를 구축하여 적용하는 연구 (Choung & Choe, 2006), 선체 변형 근사 곡선을 이용하는 연구 (Sun, et al., 2009) 등이 활발히 수행되었

다. 그 결과 현재는 선체 변형과 추력 편심에 의한 프로펠러 하중을 축계 정렬에 적용하고 있지만 직진 상태에서의 추력 편심을 이용한 프로펠러 하중 계산으로 축의 상하 방향에 영향을 주는 힘과 모멘트만을 고려하고 있으며, 선회 시 프로펠러에 작용하는 편심 추력을 고려한 연구 사례는 찾아보기 어렵다.

이는 직진 시 모형선의 3차원 공칭 반류(nominal wake)를 이용하면 추력 편심을 비교적 용이하게 평가할 수 있으나 선회 시는 반류 분포를 구하기 위한 모형시험을 수행할 수 있는 장비 구현이 어렵기 때문이다. 또한, CFD 해석을 통한 선회 중 반류 추정 역시 현재의 계산 환경에서는 까다롭고 정도 또한 높지 않아 선회 중 선체 주위 유동을 수치해석적 방법으로 평가하는 것도 어려운 실정이다.

본 연구에서는 선회 중 편심 추력 추정과 이를 고려한 축 정렬 절차를 정립하기 위하여 Kuroiwa and Oshima (2007)가 제시한 등각 편류각(drift angle) 계산식과 상용 CFD 해석 프로그램인 FLUENT를 이용하여 컨테이너 운반선을 대상으로 선회 상태에서

의 선속 및 등가 편류각에 대한 3차원 반류 분포를 계산하였다. 또한, CFD 계산에 의한 반류 분포와 동일한 조건으로 예인수조에서의 모형시험을 통해 계측한 반류 분포를 프로펠러 성능 해석 프로그램을 이용해 평가한 추력 편심 값을 서로 비교하였다.

아울러, 상기와 같이 평가된 편심 추력을 고려한 선회 상태의 축계 해석을 수행하여 선회 시 편심 추력이 프로펠러 축 베어링에 미치는 영향을 고찰하였다.

## 2. 추력 편심

프로펠러의 추력은 축 중심에 작용하는 것이 이상적이지만, 선미부 선체 형상 때문에 발생하는 불균일한 반류로 인해 추력 편심이 생기게 된다. 추력 편심은 축계에 힘과 모멘트로 작용하게 되어 방향에 따라 과대한 하중을 받는 뒤쪽 선미 베어링의 반력 상태를 호전시켜 주거나, 악화시킬 수 있다.

### 2.1 직진 시 추력 편심

Axial Velocity Contour Plot T501/Design/Vs=24.70 (knots)/Rake No=2

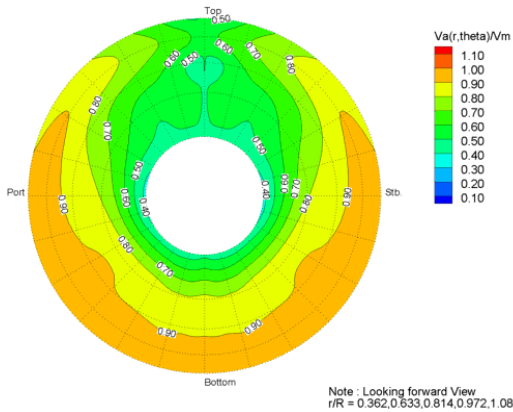


Fig. 1 Axial wake distribution (going straight)

Velocity Vector Plot T501/Design/Vs=24.70 (knots)/Rake No=2

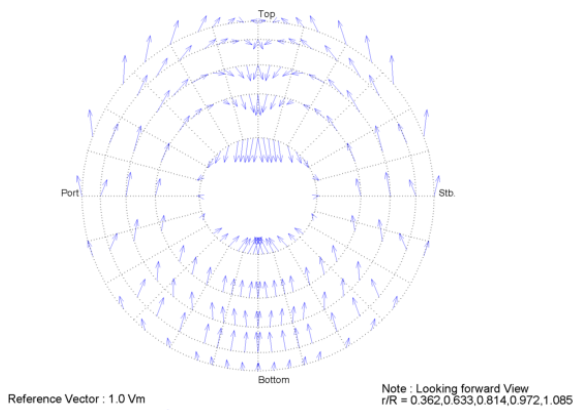


Fig. 2 Radial and tangential wake distribution (going straight)

### 2.2 선회 시 추력 편심

일반 상선이 직진하는 경우 보통 Fig. 1의 프로펠러 면 축 방향 속도 분포도에서 보이는 바와 같이 프로펠러 축 위쪽 유속에 아래쪽 유속에 비해 느리다. 그리고 Fig. 2의 접선 방향과 반경 방향 속도 분포도를 보면 축 아래에서부터 위쪽으로 유선이 형성되어 있다. 이렇게 프로펠러는 복잡한 반류장에서 작동하므로 날개가 회전하는 위치에 따라 발생하는 추력이 다르기 때문에 추력 중심점이 축 중심과 다른 곳이 된다.

선박이 선회하는 경우 Fig. 3과 4에 보인 바와 같이 직진 시와는 전혀 다른 반류 분포를 갖게 되어 직진 시의 추력 중심 위치와 달라진다. 따라서 직진 시의 추력 중심과는 별도로 선회 시의 추력 중심에 대한 검토가 요구된다.

Axial Velocity Contour Plot T501/Design/Vs=21 (knots)/Rake No=2

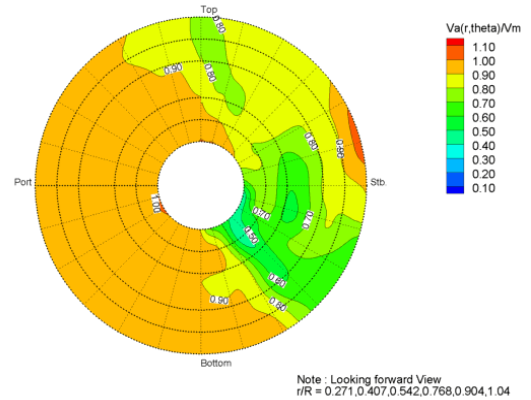


Fig. 3 Axial wake distribution (turning)

Velocity Vector Plot T501/Design/Vs=21 (knots)/Rake No=2

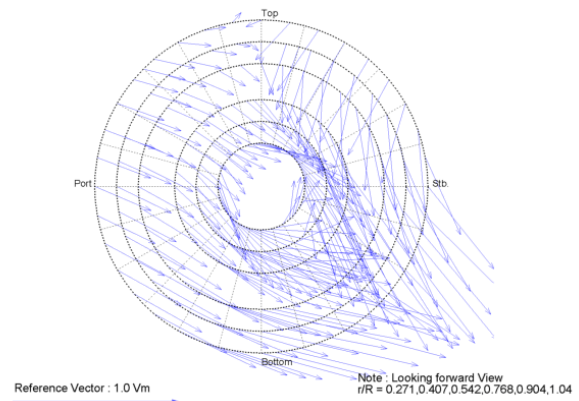


Fig. 4 Radial and tangential wake distribution (turning)

## 3. 추력 편심 해석

선회 중 추력 편심의 해석을 위해서는 선회 중 3차원 공칭 반

류 분포의 정확한 추정이 필요하다. 이를 위해서 해석 대상선박의 선회 중 거동은 당사 고유의 조종성능 추정 프로그램인 HyMAN을 사용하여 추정하였다. 선박의 흘수는 만재 상태(full load condition)의 흘수인 설계 흘수(design draft)와 밸러스트 흘수(ballast draft)에 대하여 해석을 수행하였다.

한편, 시뮬레이션 된 선회조건에서 추력 편심을 추정하기 위해서는 모형시험 혹은 CFD 계산을 통해 3차원 공칭 반류 분포를 파악하여야 한다. 그러나 선회 중 반류 분포를 구하기 위한 모형 시험을 수행할 수 있는 장비 구현이 어렵고, CFD 해석을 통한 선회 중 반류 추정 역시 선회 중 선체 주위 유동을 계산하는 것이 현재의 계산 환경에서는 매우 까다롭고 정도 또한 높지 않다. 이에 본 연구에서는 선회 중 반류 분포를 추정하기 위해 식 (1)에 나타난 Kuroiwa and Oshima (2007)가 제시한 등가 편류각 계산식을 도입하였다.

$$\alpha = \beta + \tan^{-1}\left(\frac{x_p}{U}r\right) \quad (1)$$

여기서,  $U$ 는 선속,  $\beta$ 는 선회 중 편류각,  $\gamma$ 은 선회 중 선수동요 속도(yaw rate) 그리고  $x_p$ 는 LCG로부터의 프로펠러 위치를 나타낸다.

상기와 같이 평가된 등가 편류각을 이용하여 해당 선속에 대해 상용 CFD 해석 프로그램인 FLUENT를 이용하여 3차원 반류 분포를 계산한 후 프로펠러 성능 해석 프로그램(MPUF3A)을 이용하여 추력 편심 값을 구하였다.

상기의 방법으로 평가한 선회 시 추력 편심 값을 검증하기 위하여 축척비(scale ratio)가 40.6767 인 13,100 TEU 컨테이너 운반선 모형을 이용하여 예인수조에서 계측한 반류를 이용한 추력 편심 값과 비교하였다.

### 3.1 해석을 위한 가정

선박 선회 상태를 모사하기 위해 도입한 가정은 아래와 같다.

- (1) 선회 중 반류 분포를 구하기 위해 선회 상태를 등가 편류 상태로 치환하여 계산 및 계측한다.
- (2) 선회 중 횡동요(rolling)의 영향을 정확히 추정하기 힘들어 계산 및 계측을 횡동요가 없는 상태에서 수행한다.
- (3) 선회 시 추력 편심에 의해 베어링을 포함한 축계에 미치는 영향은 좌현 선회(port turning)보다 우현 선회(starboard turning)가 더 보수적이므로 우현 선회의 경우만을 수행한다. 프로펠러가 시계방향으로 회전하고 있어 우현 선회 시에 더 큰 추력 편심이 발생하기 때문이다.
- (4) 선회운동 중 마력의 변화는 없고, RPM의 변화는 유사선의 실선 시운전에서 계측된 경향을 적용한다.

### 3.2 선회 조종운동 시뮬레이션

선회 조종운동 성능 시뮬레이션 프로그램(HyMAN)을 이용하

여 설계 및 밸러스트 흘수에서 선회 궤적을 평가한 결과는 Fig. 5와 6에 나타내었다. 또한, 편류각 및 선속 평가는 Fig. 7과 8에 나타내었다.

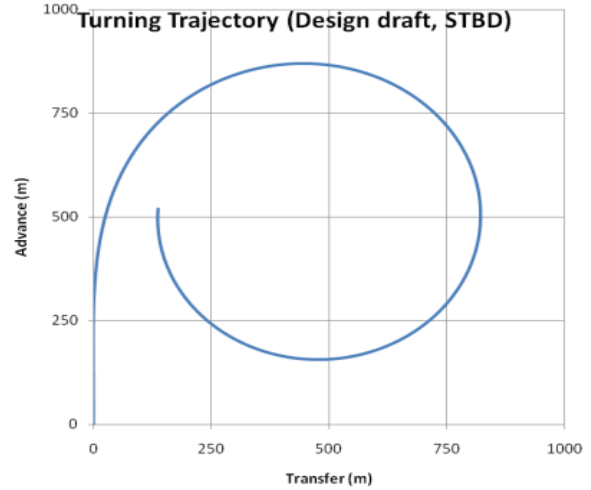


Fig. 5 Turning trajectory (design draft)

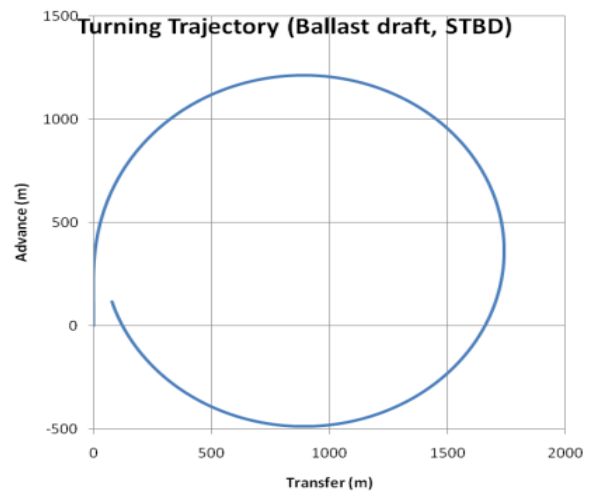


Fig. 6 Turning trajectory (ballast draft)

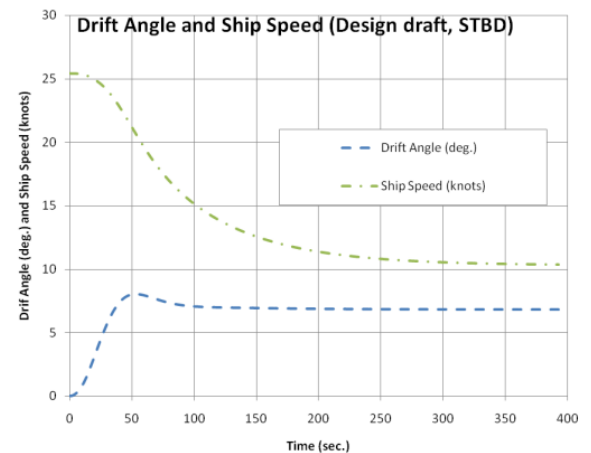


Fig. 7 Change of drift angle and ship speed (design draft)

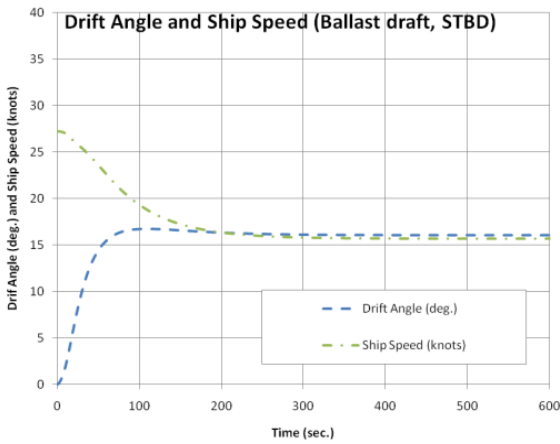


Fig. 8 Change of drift angle and ship speed (ballast draft)

Fig. 7의 결과로부터 설계 흘수 조건에서 편류각이 최고가 되는 지점은 선회 시작 후 50초 부근이고, 300초 이후에 정상 상태(steady state)가 되는 것을 확인할 수 있다. 또한 밸러스트 흘수 조건에서는 선회 시작 후 100초 부근에서 선수동요 속도(yaw rate)가 최대이며, 300초 이후에 정상 상태가 되는 것을 확인할 수 있다.

선회 상태에서 추력 편심이 가장 큰 경우를 찾기 위해 설계 흘수 조건에서 모형시험과 CFD 해석을 0초, 50초, 300초 환경에서 수행하여 계산된 3차원 반류 분포를 프로펠러 성능 해석 프로그램을 이용하여 구한 추력 편심 값을 Table 1에 나타내었다.

또한, 밸러스트 흘수에서 모형시험과 CFD 해석을 0초, 100초 환경에서 수행하여 계산된 3차원 반류 분포를 이용하여 프로펠러 성능 해석 프로그램으로 구한 추력 편심 값을 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Thrust eccentricity calculation (design draft)

Equivalent drift angle	0°		24°		30°	
Speed(knots)/RPM	25.39/100.9		21.00/90.81		11.00/60.54	
Wake estimation	CFD	Model test	CFD	Model test	CFD	Model test
Vertical(mm)	440.09	446.98	745.99	954.08	428.71	517.39
Horizontal(mm)	173.08	220.62	-861.18	-898.87	-538.44	-559.94

Table 2 Thrust eccentricity calculation (ballast draft)

Equivalent drift angle	0°		25°	
Speed(knots)/RPM	27.20/102.90		19.00/92.61	
Wake estimation	CFD	Model test	CFD	Model test
Vertical(mm)	-48.30	335.36	368.39	417.12
Horizontal(mm)	-47.95	82.96	-542.89	-714.02

Table 1과 2에서 알 수 있듯이 설계 흘수 조건의 경우 모든 조건에서 모형시험과 CFD 계산 결과의 부합성이 높지만, 밸러스트 흘수 조건의 직진 시에는 양자의 방법으로 평가한 추력 편심 값의 차이가 상당히 크게 나타나고 있다.

이는 많은 시간이 소요되는 CFD 계산의 시간 효율성을 위해 자유수면 효과를 고려하지 않고, 자유수면 경계조건을 대칭(symmetry)으로 두었기 때문인 것으로 사료된다. 설계 흘수 조건과는 다르게 밸러스트 흘수 조건의 경우 선미 쪽의 흘수가 프로펠러 바로 위에 위치할 정도로 매우 낮아 선미파가 반류에 미치는 영향을 고려해 주어야 하는데 경계조건으로 인해 그 영향이 무시된 결과로 보이며, 전산기 용량이 증가하여 자유수면 효과를 고려한다면 이러한 문제는 해결될 것으로 판단된다.

상기의 결과로부터 모형시험과 CFD 해석으로 구한 추력 편심 값은 다소간의 차이를 나타내나 선회 시 추력 편심이 크게 발생하는 경향은 일치함을 확인할 수 있다.

## 4. 축계 해석

축계 해석을 위한 추력 편심은 수치해석적 방법 대비 보수적 결과를 나타낸 모형시험 결과를 적용하여 수행한다.

### 4.1 선체 변형

본 연구에서는 선체 무게 분포를 유한요소로 반영하기 위해 당사에서 개발한 WALIS 프로그램의 NASTRAN 데이터 인터페이스 기능을 이용하여 각 하중 조건에 해당하는 무게 분포를 유한요소 모델에 적용하였다.

WALIS를 이용하여 만재 상태(full load condition)의 전선 유한요소 모델을 구성한 결과를 Fig. 9에 나타내었다.

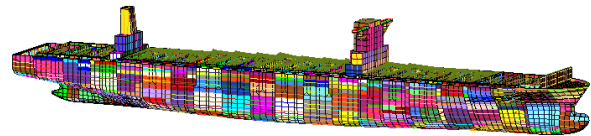


Fig. 9 Finite element hull model

WALIS를 이용하여 전선 모델을 재구성한 방법은 다음과 같다.

- (1) 선체의 변형 데이터나 하중 분포가 없는 전선 모델을 구성한다.
- (2) WALIS를 통해 해당하는 하중 조건에서의 전선 모델 무게 분포를 설정한다.
- (3) 로딩 매뉴얼을 이용하여 수정된 모델의 유효성을 검증한다.

선체 변형 해석을 위해 아래의 하중 조건이 적용되었다.

- 경하중량 상태(light weight condition)

- 밸러스트 상태(ballast condition)
- 만재 상태(full load condition)

Fig. 10에는 상기 3가지 하중 조건에서의 선체 처짐을 선미관 후부 베어링의 선미쪽 끝과 엔진 거더 끝단 위치를 기준선(baseline)으로 나타내었다.

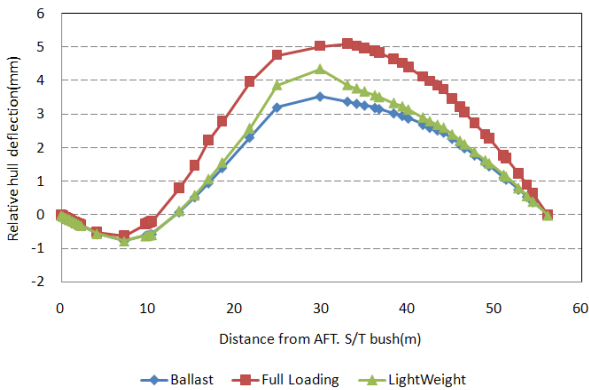


Fig. 10 Relative hull deflections

### 4.2 추진축계 모델

Fig. 11에는 해석에 사용된 축계해석 모델을 나타내었다.

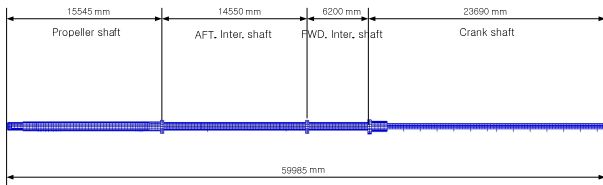


Fig. 11 Shaft model

일반적인 축계해석 모델에서는 수직 방향의 베어링만을 적용하고 있으나, 본 연구에서는 수평 방향의 베어링도 추가하였다. 이는 선박 직진 시 프로펠러에 작용하는 수평 방향 힘이 수직 방향 힘에 비해 매우 작아 그 영향을 무시할 수 있으나 선회 시에는 수평 방향에 미치는 힘과 모멘트 효과가 무시하기 어렵다고 판단하였기 때문이다.

또한, 선미관 후부 베어링의 지지 효과를 구현하기 위해 하부 및 좌우측 총 30개의 비선형 강성 요소를 배치시켰다. 또한, 선미관 전부 베어링의 경우에는 하부 4개, 좌우측에 각각 4개씩 총 12개의 비선형 강성 요소로 구현하였다.

### 4.3 프로펠러 하중

전술한 바와 같이 축계 해석은 타를 우현으로 회전할 경우에 대해 수행하였다. 또한, 해석에 적용한 하중은 축 방향 성분(축방향 추력과 토크)을 제외한 4가지 하중 성분으로서 이의 크기와

방향은 Table 3에 나타내었다. 이때, 양(+)의 하중 방향은 y 방향의 경우 좌현부, z 방향은 갑판부로 향하는 방향이다.

Table 3 Forces generated by thrust eccentricity

Force	Going straight		Turning	
	Full load	Ballast	Full load	Ballast
Fy (kN)	235	104	729	285
My (kNm)	1,814	1,241	3,664	1,959
Fz (kN)	144	22	-920	-676
Mz (kNm)	896	307	-3,446	-3,353

직진 시와 선회 시 축계에 미치는 힘의 방향은 Fig. 12에 나타내었다. 이로부터 선회 시는 z 방향의 힘 성분 Fz가 아래 방향으로 작용하고, 모멘트 성분 Mz도 수평방향으로 작용하여 축계에 악 영향을 끼침을 확인할 수 있다. 한편, y 방향의 모멘트 My는 직진 시와 마찬가지로 축계를 들어주어 선미관 베어링에 작용하는 하중을 경감시키는 역할을 하고 있음을 확인할 수 있다.

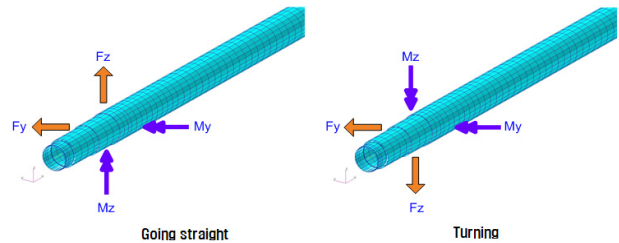


Fig. 12 Directions of propeller forces

### 4.4 축계 모델링 검증

해석용 축계 모델의 검증을 위해 엔진 가동 조건(main engine running condition)에서 완전 침수상태의 프로펠러 중량 89,7ton 과 y 방향 모멘트 1,712kNm를 적용한 상태에서 동일한 오프셋(offset)을 적용한 경우에 대한 축정렬 해석 결과를 DNV Nauticus 프로그램으로 계산한 결과와 비교 및 검토하였다.

Table 4 Bearing reactions calculated by two methods

Bearing	Bearing reaction(kN)		Error rate(%)
	Nauticus	This study	
Aft stern tube	1,440	1,439	0.1
Forward stern tube	263	261	0.8
Aft intermediate shaft	336	336	0
Forward intermediate shaft	372	371	0.3
No.1 main engine	233	232	0.4
No.2 main engine	342	344	0.6
No.3 main engine	469	471	0.4
No.4 main engine	486	482	0.8

상기 조건에 대해 베어링 반력 해석 결과는 Table 4에 나타나는데 주기관 베어링 반력은 선미부에 가장 가까운 1번 베어링부터 인접한 4번 베어링까지의 결과만을 제시하였다.

상기의 결과로부터 본 연구에서 적용한 축계해석 모델을 이용한 반력 해석 결과는 기존의 선급에서 개발한 상용 프로그램에 의한 결과와 모든 베어링 위치에서 1.0% 미만으로 나타나 해석 모델링이 타당함을 확인할 수 있다.

### 4.5 직진 시 축계 해석

만재 상태에서 Table 3에 나타난 추력 편심 하중을 적용하되 수직 방향의 힘만 고려한 것과 수평 방향의 힘을 동시에 고려한 경우에 대한 해석을 수행하였다. 이때, 엔진 가동에 의한 열팽창 효과와 선체 변형을 모두 고려하였다.

상기 2하중 조건에 대한 베어링 반력해석 결과는 Table 5에 나타내었다. 이로부터 중간축 베어링과 주기관 베어링 반력 크기는 동일하며, 선미관 전부 베어링과 후부 베어링에서의 반력 차는 각각 1.0%, 1.4% 정도로 작음을 확인할 수 있다.

Table 5 Horizontal force and bearing reactions (going straight)

Bearing	Bearing reaction(kN)		Difference (%)
	W/o horizontal force	W/ horizontal force	
Aft stern tube	1,295	1,313	1.4
Forward stern tube	193	195	1.0
Aft intermediate shaft	384	384	0
Forward intermediate shaft	405	405	0
No.1 main engine	239	239	0
No.2 main engine	330	330	0
No.3 main engine	465	465	0
No.4 main engine	482	482	0

한편, 수직 방향 하중만 고려하면 수평 방향 축계 변형이 발생하지 않지만, 수평 방향 하중을 고려했을 때는 Fig. 13에 나타난 것과 같이 수평 방향 최대 0.89mm의 축계 변형이 발생하였다. 그러나, 중간축 베어링부터 주기관 베어링에서는 변형이 거의 발생하지 않음을 확인할 수 있다.



Fig. 13 Shaft deflection under full load condition (going straight)

Fig. 14에는 선미관 후부 베어링과 전부 베어링 안에서 축이 베어링과 접촉하는 각도를 나타내었는데, 0°는 축 수직 하부의 정중앙을 의미하며, +90°는 수직 하부와 직각을 이루는 좌현부 방향을 의미한다.

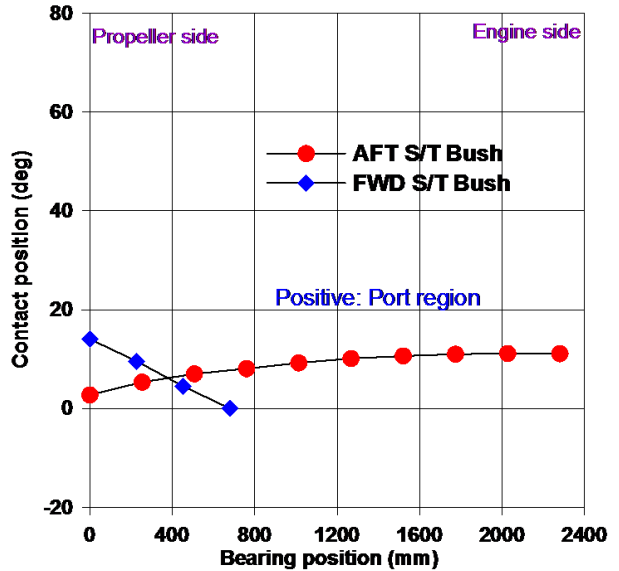


Fig. 14 Shaft contact position (going straight)

이로부터 수평하중에 의해 축이 베어링 하부의 정중앙을 지나지 않고, 좌현부로 약간 치우쳐져 있음을 알 수 있다.

밸러스트 상태에 대해 수평 방향의 힘을 고려한 축계 해석을 수행하였다. 이때, 프로펠러 하중은 Table 3의 값을 적용하였으며, 엔진 가동에 의한 열팽창 효과와 선체 변형도 함께 고려하였다.

상기 밸러스트 조건에 대한 베어링 반력 해석 결과는 Table 6에 나타내었다. 이에는 비교 및 검토를 위해 만재 상태에서의 반력 해석 결과도 함께 나타내었다.

Table 6 Comparison of bearing reactions (going straight)

Bearing	Bearing reaction(kN)	
	Full load	Ballast
Aft stern tube	1,313	1,496
Forward stern tube	195	126
Aft intermediate shaft	384	363
Forward intermediate shaft	405	417
No.1 main engine	239	223
No.2 main engine	330	338
No.3 main engine	465	467
No.4 main engine	482	482

상기의 결과로부터 하중조건에 따른 주기관 베어링의 반력

변화는 작으나 선미관 베어링에서는 다소 큰 차이를 나타냄을 확인할 수 있다. 특히, 만재 상태에 비해 밸러스트 상태에서 선미관 후부 베어링의 반력 크기가 큰 이유는 만재 상태에서 프로펠러에 작용하는  $M_y$ 와  $F_z$  성분이 프로펠러를 들어주는 효과로 크게 작용하기 때문이다.

상기 두 하중조건에 대해 직진 시 선미관 및 중간 축 베어링에 작용하는 평균 면압을 Fig. 15에 나타난 투영 면적 당 반력 크기로 계산한 결과를 Table 7에 나타내었는데 허용 압력을 만족하고 있음을 확인할 수 있다.

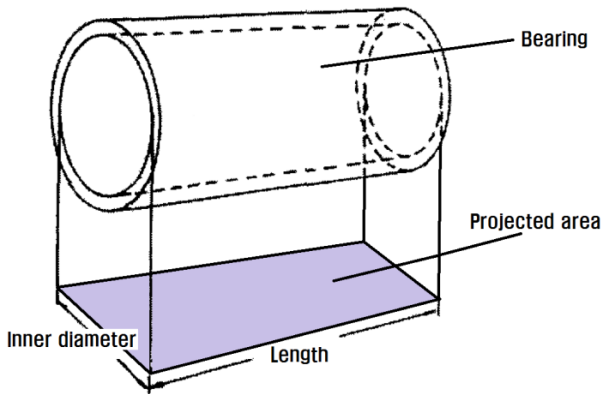


Fig. 15 Projected area for calculation of mean pressure

Table 7 Comparison of mean pressure (going straight)

Bearing	Mean pressure(bar)		
	Full load	Ballast	Allowable
Aft stern tube	5.9	6.8	8
Forward stern tube	3.0	1.9	8
Aft intermediate shaft	6.9	6.5	15
Forward intermediate shaft	7.2	7.5	15

한편, 평균 압력이 낮은 경우에도 하중이 베어링의 한쪽 끝에 집중되면 베어링 손상이 발생할 수 있다. 이에 추진축과 베어링 사이에 국부적으로 발생하는 압력 분포를 계산하기 위해 Shin and Choe (2004)의 연구에 도입된 Hertzian 접촉 조건을 적용하여 국부 압력을 계산한 결과를 Table 8에 나타내었다. 이로부터 두 하중조건 모두 허용 압력(100bar) (Kim & Kim, 2005)을 모두 만족하고 있음을 확인할 수 있다. 또한, 선미관 후부 베어링의 최대 국부 압력이 두 하중조건에서 같은 값(54.9bar)이라는 사실은 축계 정렬이 잘 되어있다는 것을 의미한다.

만재 상태에서는 선미관 후부 베어링 앞쪽, 밸러스트 상태에서는 뒤쪽의 국부 압력이 높는데 이는 만재 상태가 밸러스트 상태보다 프로펠러를 들어주는 추력 편심이 작기 때문이다.

상기의 결과로부터 직진 상태의 축계 해석 시 수직 방향의 힘만 고려해도 무방할 것으로 판단된다.

Table 8 Comparison of local pressure (going straight)

Bearing	Local pressure(bar)	
	Full load	Ballast
Aft stern tube (aft end)	39.9	54.9
Aft stern tube (forward end)	54.9	50.7
Forward stern tube (aft end)	34.1	23.1
Forward stern tube (forward end)	30.9	28.9

#### 4.6 선회 시 축계 해석

선회 시는 직진 시보다 수평 방향으로 훨씬 큰 힘이 발생하기 때문에 수평 방향의 힘을 무시해서는 안 된다.

수평 방향의 힘을 고려하여 선회 시 만재 상태와 밸러스트 상태에 대해 축계 해석을 수행하였다. 직진 시와 같은 방법으로 프로펠러 하중은 Table 3의 값을 적용하였고, 엔진 가동에 의한 열 팽창 효과와 선체 변형을 모두 고려하였다.

선회 시 만재 상태에서의 축계의 수평방향 변형 형상을 Fig. 16에 나타내었다. 이로부터 선미관 후부 베어링 위치에서 상당히 큰 변형이 나타나 좌현부와 접촉하고 선미관 전부 베어링 위치에서는 우현부와 접촉함을 확인할 수 있다.

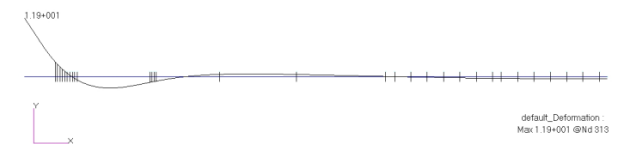


Fig. 16 Shaft deflection under full load condition (turning)

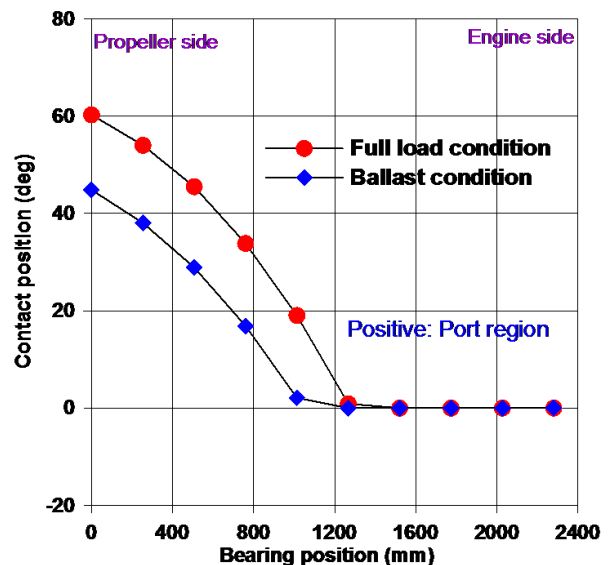


Fig. 17 Shaft contact position (turning)

선미관 후부 베어링 안에서 축이 베어링과 접촉하는 각도를 Fig. 17에 나타내었는데 베어링의 후방부가 만재 상태에서 밸러스트 상태에 비해 수평 방향으로 많이 치우쳐져 있음을 확인할 수 있다.

선회 시 각 하중조건에 대한 축계 해석 결과를 Table 9에 나타내었다.

Table 9 Comparison of bearing reactions (turning)

Bearing	Bearing reaction(kN)	
	Full load	Ballast
Aft stern tube	3,018	2,525
Forward stern tube	593	448
Aft intermediate shaft	394	378
Forward intermediate shaft	406	419
No.1 main engine	239	222
No.2 main engine	330	338
No.3 main engine	465	468
No.4 main engine	482	482

상기의 결과로부터 직진 시와 비교하여 주기관 베어링의 반력은 차이가 거의 없고, 중간축 베어링의 반력은 조금 증가하는 것에 반해 선미관 후부와 전부 베어링의 반력은 크게 증가함을 확인할 수 있다. 또한, 직진 시와는 반대로, 밸러스트 상태보다 만재 상태가 선미관 후부 베어링의 반력 크기가 크다. 이는 만재 상태에서 프로펠러를 좌현부로 밀어주는 Fy 성분이 더 크고, Fz 성분 또한, 프로펠러를 아래로 더 크게 밀어주기 때문이다.

선회 시 평균 면압 계산 결과는 Table 10에 나타내었다. 이로부터 중간축 베어링은 모두 허용 압력을 만족하나, 선미관 후부 베어링은 두 하중조건에 대해 모두 허용 압력을 초과하며 선미관 전부 베어링은 만재 상태에서 허용 압력을 만족하지 못하고 있음을 확인할 수 있다.

Table 10 Comparison of mean pressure (turning)

Bearing	Mean pressure(bar)		
	Full load	Ballast	Allowable
Aft stern tube	13.6	11.4	8
Forward stern tube	9.0	6.8	8
Aft intermediate shaft	7.0	6.8	15
Forward intermediate shaft	7.3	7.5	15

선미관 베어링에 작용하는 국부 압력 해석 결과는 Table 11에 나타내었는데 밸러스트 상태에서는 허용 압력을 만족하나, 만재 상태에서는 허용 압력을 만족하지 못하여 선미관 베어링에 작용하는 평균 면압과 국부 압력 모두가 허용치를 만족하지 못함을 확인할 수 있다.

Table 11 Comparison of local pressure (turning)

Bearing	Local pressure(bar)	
	Full load	Ballast
Aft stern tube (aft end)	101.0	91.9
Aft stern tube (forward end)	63.2	53.3
Forward stern tube (aft end)	72.3	64.0
Forward stern tube (forward end)	45.9	37.8

상기의 결과로부터 베어링 발열 사고 중 선미관 후부 베어링 끝 단부의 정중앙 하단 보다 약간 윗부분에 발열 사고가 발생한다면 선회 시에 큰 힘이 가해진 것으로 추정할 수 있다고 판단한다.

또한, 축계 정렬에 선회 시 작용하는 편심 추력을 반드시 고려해야 한다고 판단한다. 이를 위해서는 선회 시 작용하는 프로펠러 하중의 정밀한 계산 방법에 대한 추가적 연구가 필요하다고 사료한다.

## 5. 결론

본 연구에서는 선회 시 프로펠러에 작용하는 편심 추력을 평가하는 방법을 제시하고, 컨테이너운반선을 대상으로 직진 및 선회 상태의 축계 해석을 수행하였다. 이로부터 선회 시에는 직진 시에 비해 추력 편심이 크게 증가하여 선미관 후부 베어링에 허용치를 초과할 수 있는 큰 하중이 작용할 수 있다. 따라서, 신뢰성 높은 축계 설계와 설치를 위해서는 기존의 직진 상태는 물론 선회 상태의 축계 해석과 이를 고려한 축계 정렬이 필요하다고 판단한다. 한편, 정도 높은 축계 해석을 위해서는 선회 시 프로펠러에 가해지는 하중을 추정하는 정도 높은 평가 방법에 대한 연구가 선행되어야 한다고 사료한다.

## References

- Choung, J.M. & Choe, I.H., 2006. Development of Elastic Shaft Alignment Design Program. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 43(4), pp.512-520.
- Kim, K.C. & Kim, J.G., 2005. A Study on Optimum Shaft Alignment Analysis for VLCC. *Special Issue of the Society of Naval Architects of Korea*, June, pp.134-137.
- Kuroiwa, R. & Oshima, A., 2007. Reliability Improvement of Stern Tube Bearing Considering Propeller Shaft Forces during Ship Turning.



*Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Technical Review*, 44(3), pp.52-56

Shin, S.H. & Choe, I.H., 2004. Pressure Distribution Analysis for After Bush Bearing of Ship Propulsion Shaft. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 41(3), pp.35-40.

Sun, J.S. Lee, Y.J. & Kim, U.K., 2009. The Flexibility Estimation of Alignment for Propulsion Shaft System using the Approximated Hull Deflection Curve. *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, 33(1), pp.28-36.

Vartdal, B.J. Gjestland, T. & Arvidsen, T.I., 2009.

Lateral propeller forces and their effects on shaft bearings. *First International Symposium on Marine Propulsors*, Trondheim Norway, 22-24 June 2009, pp.475-481



신상훈