

## 중형 컨테이너 운반선 축계장치의 선미관 선수베어링 설치 유무에 따른 횡진동 사례 연구

이 재 응<sup>†</sup>  
(한국선급)

### A Case Study on the Lateral Vibration of Shafting System in context of forward stern tube bearing for Medium Size Container Ship

Jae-Ung LEE<sup>†</sup>  
(Korean Register)

#### Abstract

At the initial stage of propulsion shaft design, in line with shaft alignment, an intensified consideration of lateral vibration is needed to verify its operational safety. Recently the alignment problem affecting the lateral vibration has been becoming issues. However, the theoretical method of forced lateral vibration analysis is not clearly established so far and it is about to simply limited among the classification societies and international standards to avoid the blade natural frequency resonance cpm outside of  $\pm 20\%$  of engine rpm at MCR. On the other hand, longer center distance between each support bearing shows an affirmative result normally in shaft alignment analysis whereas the blade order resonance speed may cause lowering near the limitation in the aspect of lateral vibration. Therefore, it is required careful attention to engineers as described above. As a method to solve the problem, it is mainly considered that remove forward stern tube bearing. In this paper, based on a medium size container ship case, theoretical study was carried out in the context of the forward stern tube bearing. The various effects and functions of forward stern tube bearing are reviewed and evaluated. Then an guidance note to lead the conclusion is proposed.

**Key words :** Forward stern tube bearing, Shaft alignment, Lateral vibration

#### I. 서론

추진축계 설계과정은 통상 먼저 선급규정에 따라 축의 소요 지름을 산정하고, 조선소 경험에 따른 중간축 길이와 개수 및 프로펠러축 길이를 결정하고 이에 따라 축계배치계산 및 진동 계산을 수행한다. 축계배치문제는 1950년대 후반부터 미국 해군에 의해 이론적으로 검토되기 시작해서 점차 일반 선박으로 확대되었으며 1960년대 후반

부터 1970년대 초반에 걸쳐 활발한 연구가 전개되어 이론적 확립을 보게 되었다.(Jeon Hio-Jung, 1986) 또한 횡진동 문제는 E. Panagopulos(1950)에 의한 계산식이 발표된 것을 시작으로 횡진동에 관한 연구가 상당수 이루어졌다. 그 중에서도 가장 주목할 만한 것이 N. H. Jasper(1954)에 의해 수행된 일의 연구이며 이로 인해 축계 횡진동의 고유진동수 계산, 프로펠러 익수차 진동의 공진 회피에 대한 설계적 배려도 어느 정도 가능하게

<sup>†</sup> Corresponding author : 070-8799-8442, julee@krs.co.kr

되었다. 국내에서는 1970년대 말(H. J. Jeon, 1979) 부터 축계 횡진동 관련 연구가 시작되었으며 1990년대에는 추진축의 선회 임계속도에 관한 연구(Y.C. Kim, 1994)가 수행된 바 있다. 그러나 아직까지도 횡진동 강제진동 해석과 관련된 베어링 및 유막 강성에 대한 연구는 이론적으로 확립되지 않고 있어 설계자는 현재 선급, 국제규격 등에서 프로펠러 익수차 공진회전수가 엔진 정격회전수의  $\pm 20\%$ 이내에 들지 못하도록 하는 제한치 대비 충분한 마진을 확보했는지 여부를 자유진동 관점에서 확인하는 수준이다. 또한 축계배치관점에서는 축계 지지베어링 중심간 사이의 거리가 멀수록 좋으나 횡진동관점에서는 과장이 길어지고 고유진동수는 낮아져 공진이 발생할 수 있는 요인이 되어 검토시 주의가 요구된다. 이 문제를 해결하기 위한 방안으로 주로 선미관 선수베어링 생략법이 주로 고려되고 있는데 이는 조선소와 선주의 협의를 통해 결정되는 경향이 크므로 간단히 생략여부를 결정할 수 없는 것이 현실이다. 본 논문에서는 중형 컨테이너 운반선 사례를 바탕으로 선미관 선수베어링 생략 유무에 따른 축계배치 및 횡진동관점에서의 장단점에 대해 각각 이론적으로 검토하고 결론을 유도하는 지침을 제안하고자 한다.

## II. 선미관 선수베어링 설치문제

선미관 선수베어링의 설치 문제는 축계 배치 계산이 시작되면서 등장한 과제이다. 이는 통상 선미관 선수베어링이 존재하게 되면 직선 배치의 경우 거의 예외 없이 축과의 접촉이 발생하지 않는 무부하 상태가 되기 때문이다. 또한 대형선박이 아닌 경우 선미관 내 전/후부 베어링 중심간 간격이 상대적으로 짧기 때문에 베어링 반력 영향계수가 크게 나타난다. 이는 선박 흡수 및 적재조건으로 인한 선체 변형시 베어링 반력이 매우 민감하게 반응하여 무부하 또는 과부하로 인

한 손상이 발생할 가능성이 높아짐을 의미한다. 따라서 베어링이 제 기능을 다하기 위해서는 중간축 베어링의 높이를 낮추거나 선미관 선수베어링 베어링을 과감히 생략하는 것이 축계배치관점에서 필요하다. 선수베어링 생략법의 목적은 선수베어링을 삭제하는 대신 중간축 베어링의 위치를 기관실 후단격벽에 가깝게 배치함으로써 축계의 자유도를 증가시키는데 있다. 또한 정밀도 관점에서 선미관 내 베어링 수가 기존 2개에서 1개로 감소됨에 따라 축심조절의 제한으로부터 다소 자유롭게 되기 때문에 중간축 베어링, 감속장치 및 주기관 베어링의 높이 조절에 있어 축계의 유연성 확보가 용이해지는 장점이 있다. 반면, 선미관 후부베어링과 중간축 베어링 중심간 거리가 증가되어 횡진동 고유진동수는 제한치 근방으로까지 저하될 우려가 있으며 베어링 생략으로 인한 인접 베어링의 부하 및 면압의 증가가 예상되므로 지지 베어링의 적절한 하중 분담을 위하여 베어링 하부 지지대의 보강, 베어링 길이 연장 등의 추가 고려가 필요하다. 이와 같이 축계배치와 횡진동 간에는 높은 상호 연관성이 존재하므로 설계자는 베어링 생략법 적용 전/후의 축계배치계산과 횡진동계산이 상호간에 미치는 영향을 충분히 고려하여 베어링 면압, 횡진동진폭 및 굽힘응력의 변화가 모두 허용치에 만족하는지의 여부를 확인하여야 한다.

## III. 실제 사례에 의한 검토

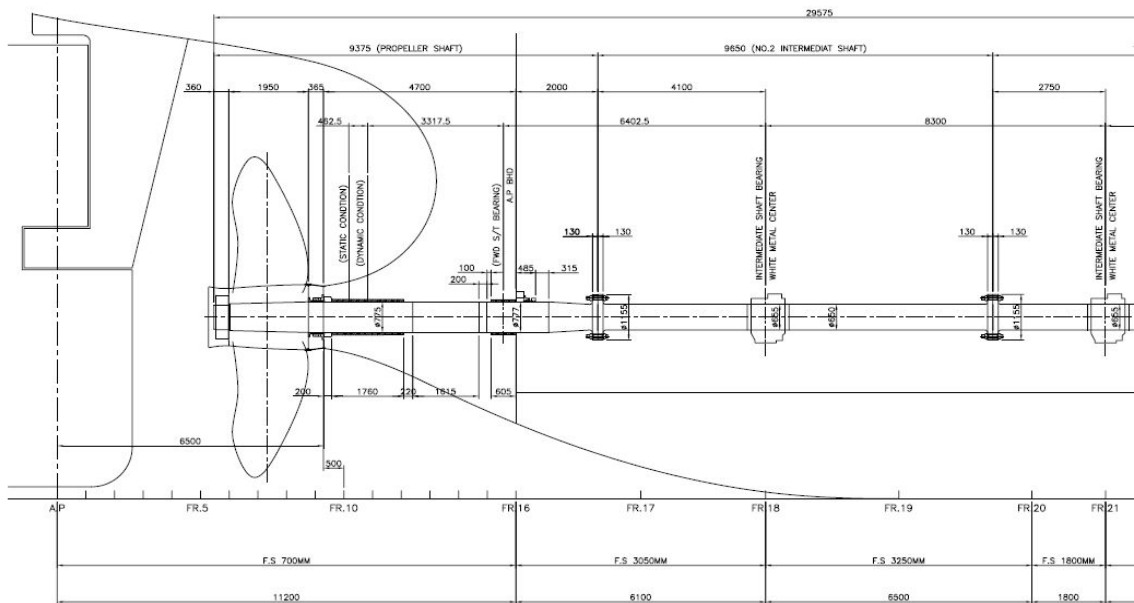
실제의 사례로 중형 컨테이너선의 선미관 선수베어링이 설치된 경우와 생략된 경우 각각의 축계배치 및 횡진동 검토를 통하여 선수베어링의 설치문제를 검토하여 보기로 한다. 대상선의 요목은 <Table 1>과 같으며 축계시스템의 일반배치는 [Fig. 1]과 [Fig. 2]와 같다.

[Fig. 1]은 선수베어링(FSTB)이 설치된 배치를 보이고 있으며 [Fig. 2]는 선수베어링이 생략된

<Table 1> Specifications of shafting system

Vessel type	4700 TEU Container carrier
Main engine	HYUNDAI-Wartsila 6RT-flex82T
	MCR: 27,120 kW × 80 rpm
Propeller	5 blade fixed pitch
	Diameter: 8,600 mm
	Material: Ni-Al-Bronze
	Mass: 69,268 kg
Flywheel	Moment of inertia: 319,425 kgm <sup>2</sup>
	Mass: 5,330 kg
	Moment of inertia: 12,200 kgm <sup>2</sup>

배치를 보인다. [Fig. 2]에서는 선수베어링을 생략 하면서 하중을 적절히 분담하기 위한 목적으로 선미베어링(ASTB) 길이가 약간 연장되었으며 중간축 베어링(IB) 위치도 기관실 후부 격벽쪽으로 이동되었다. 그러나 그에 따른 베어링 지지대의 보강작업 또는 구조 변경 등의 별도의 추가조치는 없었다. 이는 기존 지지대가 충분한 강도를 가지고 있기 때문인 것으로 판단된다.



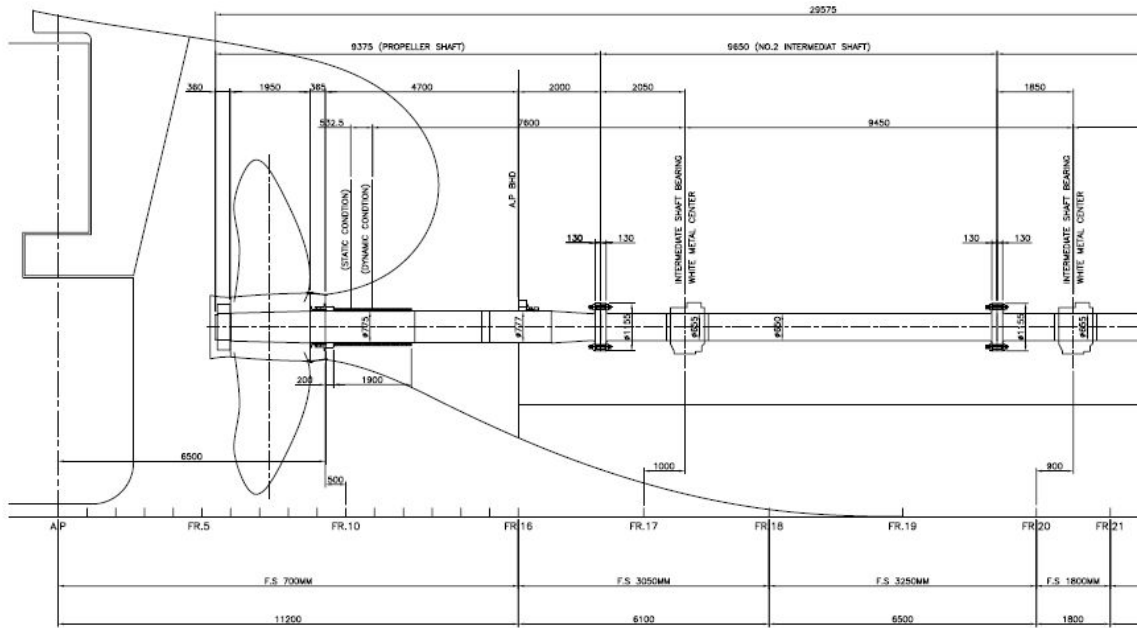
[Fig. 1] Shaft arrangement that forward stern tube bearing is installed

1. 축계배치 관점의 검토

아래 <Table 2> 및 <Table 3>에서는 선수베어링이 설치된 조건에서 축계를 직선/곡선배치한 경우의 계산결과를 보여주며, <Table 4> 및 <Table 5>에서는 선수베어링이 생략된 조건에서 축계를 직선/곡선 배치한 경우에서의 계산결과를 보여준다. 여기서 직선배치라 함은 축계 지지베어링의 높이(offset)를 모두 0 mm로 설정하여 축계가 일직선으로 배치되는 경우를 의미하며, 곡선배치라 함은 축계 지지베어링의 높이를 수직방향으로 조정

하여 직선이 아닌 곡선형태가 되도록 배치되는 경우를 의미한다. <Table 2>와 같이 선수베어링이 설치된 경우 직선배치 시 선수베어링은 무부하 상태가 됨을 알 수 있다. 즉, 축이 베어링과 비접촉 상태이므로 적절한 하중 분담을 위해 조정이 필요한 것으로 나타났다.

<Table 3>에서는 <Table 2>의 결과를 고려하여 베어링 허용치(limit) 값을 고려하여 베어링간 적절한 하중을 분담하도록 중간축 및 주기관 베어링(MB)의 높이를 수직방향으로 조정한 곡선배치결과를 보여준다.



[Fig. 2] Shaft arrangement that forward stern tube bearing is removed

<Table 2> Bearing load and pressure installed forward stern tube bearing at straight alignment

	Bearing length [m]	Offset [mm]	Load [kN]	Pressure /limit [MPa]
ASTB	1.780	0.0	1382.96	1.05/0.8
FSTB	0.605	0.0	0	0.0/0.8
No.2 IB	0.785	0.0	244.35	0.48/1.2
No.1 IB	0.785	0.0	275.89	0.54/1.2
Aftmost MB	0.588	0.0	259.30	-

MB: Main bearing

그러나 선미관 베어링 높이를 기준으로 제2 중간축 베어링과의 높이차는 7.8mm, 제1중간축 베어링과의 높이차는 22.3mm로써 다소 완만하지 않은 배치로 판단되며 이로 인해 프로펠러축의 굽힘응력이 다소 증가하는 경향이 있으므로 추가 조정이 필요한 것으로 판단되었다.

한편, 직선배치로 선수베어링을 생략한 <Table 4>에서는 각 베어링의 면압이 허용치를 모두 만족하는

<Table 3> Bearing load and pressure installed forward stern tube bearing at curved alignment

	Bearing length [m]	Offset [mm]	Load [kN]	Pressure /limit [MPa]
ASTB	1.780	0	877.41	0.64/0.8
FSTB	0.605	0	157.89	0.34/0.8
No.2 IB	0.785	7.8	145.55	0.28/1.2
No.1 IB	0.785	22.3	181.57	0.35/1.2
Aftmost MB	0.588	28.0	91.37	-

것으로 나타났지만 선미관 베어링의 면압이 허용치에 매우 근접하여 베어링간 적절한 하중 분담이 이루어지지 않았음을 알 수 있었다.

따라서 선미관 베어링의 안전을 확보를 위하여 허용치 대비 80% 이내가 되도록 곡선배치를 수행하였다. <Table 5>에서는 베어링간 면압이 허용치를 모두 만족하면서 하중을 적절히 분담한 상태의 곡선배치 결과를 보여준다. 또한 선미관 베어링 높이를 기준으로 제2중간 베어링과의 높이 차는 4.5

mm, 제1중간축 베어링과의 높이 차이는 20.6 mm로서 <Table 3>결과 대비 완만한 곡선으로 배치됨을 확인하였다. 따라서 축계배치계산 관점에서는 선수베어링이 생략된 곡선배치 결과가 가장 합리적임을 확인하였다.

<Table 4> Bearing load and pressure removed forward stern tube bearing at straight alignment

	Bearing length[m]	Offset [mm]	Load [kN]	Pressure /limit[MPa]
ASTB	1.900	0	1056.16	0.72/0.8
No.2 IB	0.785	0	103.70	0.20/1.2
No.1 IB	0.785	0	324.52	0.63/1.2
Aftmost MB	0.588	0	229.41	-

<Table 5> Bearing load and pressure removed forward stern tube bearing at curved alignment

	Bearing length[m]	Offset [mm]	Load [kN]	Pressure /limit[MPa]
ASTB	1.900	0	945.47	0.64/0.8
No.2 IB	0.785	4.5	202.86	0.39/1.2
No.1 IB	0.785	20.6	214.20	0.42/1.2
Aftmost MB	0.588	28.0	85.833	-

<Table 6> Natural frequencies of lateral vibration at straight alignment

Condition	Approximate calculation		By FEM (1 <sup>st</sup> mode/Blade passing) [cpm]	
	By Modified Panagopulos (1 <sup>st</sup> mode/Blade passing) [cpm]	By Jasper-Rayleigh (1 <sup>st</sup> mode/Blade passing) [cpm]		
Installed forward S/T bearing	709/142	Stand	920/184	715/143
		Forward	1062/212	
		Backward	823/165	
Removed forward S/T bearing	860/172	Stand	873/175	1020/204
		Forward	1007/201	
		Backward	781/156	

## 2. 횡진동 관점의 검토

본 항에서는 상기 1항과 동일한 조건으로 횡진동의 자유진동 및 강제진동계산을 수행하고 그 결과를 아래와 같이 나타내었다. 자유진동계산은 근사계산법으로 가장 보편적으로 이용되는 수정 Panagopulos법 및 Jasper-Rayleigh법을 사용하였고 강제진동계산은 유한요소법을 사용하였다. 아래 <Table 6>에서는 직선배치 조건에서 선수베어링이 각각 설치/생략된 경우의 자유진동 계산결과를 나타내었고 <Table 7>에서는 곡선배치 조건에서의 계산결과를 나타내었다. 검토결과 모든 조건에서 1절 및 1절5차(프로펠러 날개 차수)의 공진회전수는 정격최대출력회전수(MCR) ±20% 밖에 위치함으로써 제한치를 만족하는 것으로 나타났다.

따라서 자유진동 측면에서 대상선박의 프로펠러 회전수는 횡진동 고유진동수에 비하여 충분히 낮으므로 축계에 부정적인 영향을 주지 않을 것으로 판단된다.

한편, 횡진동의 기진력은 주로 선미의 불균일한 반류의 영향 하에서 작용하는 프로펠러의 불평형 모멘트이며 따라서 프로펠러가 결합되는 대단부에서 가장 큰 진폭과 굽힘응력이 발생한다.

<Table 7> Natural frequencies of lateral vibration at curved alignment

Condition	Approximate calculation			By FEM (1 <sup>st</sup> mode/Blade passing) [cpm]
	By Modified Panagopulos (1 <sup>st</sup> mode/Blade passing) [cpm]	By Jasper-Rayleigh (1 <sup>st</sup> mode/Blade passing) [cpm]		
Installed forward S/T bearing	709/142	Stand	920/184	715/143
		Forward	1062/212	
		Backward	823/165	
Removed forward S/T bearing	860/172	Stand	873/175	1020/204
		Forward	1007/201	
		Backward	781/156	

따라서 이 부분에 대한 강제진동 검토를 수행하고 그 결과를 <Table 8> 및 <Table 9>에 나타내었다. 아래 <Table 8>에서는 직선배치 조건에서 선수베어링이 각각 설치/생략된 경우의 프로펠러축 대단부의 변위진폭, 각진폭, 굽힘응력 계산 결과를 나타내었고 <Table 9>에서는 곡선배치 조건에서의 계산결과를 나타내었다. 직선배치의 경우 <Table 8>과 같이 대단부의 변위진폭은 엔진정격회전수 (MCR)에서 선수베어링이 설치된 경우 0.75 mm,

생략된 경우 0.26 mm로 나타났다. 주목할 점은 선수베어링이 있는 경우 74 rpm에서 진폭 및 굽힘응력이 최대로 나타난다는 점이다. 그 이유는 74 rpm 부근(71.5 rpm)에서 1절10차(프로펠러날개의 배수차수) 공진이 발생하기 때문인 것으로 판단되며 이는 프로펠러 날개수 배수차 성분에서도 공진이 발생하면 축계에 부정적인 영향을 미칠 수 있음을 의미한다.

<Table 8> Amplitudes and stress results of lateral vibration at straight alignment in propeller position

Condition	Displacement Amplitude [mm]		Angular Amplitude [deg.]		Bending stress [MPa]	
	MCR	Max.	MCR	Max.	MCR	Max.
Installed forward S/T bearing	80 rpm	74 rpm	80 rpm	74 rpm	80 rpm	74 rpm
	0.7535	0.9335	0.02760	0.03426	115.804	143.563
Removed forward S/T bearing	80 rpm	80 rpm	80 rpm	80 rpm	80 rpm	80 rpm
	0.2635	0.2635	0.01230	0.01230	50.1480	50.1480

<Table 9> Amplitudes and stress results of lateral vibration at curved alignment in propeller position

Condition	Displacement Amplitude [mm]		Angular Amplitude [deg.]		Bending stress [MPa]	
	MCR	Max.	MCR	Max.	MCR	Max.
Installed forward S/T bearing	80 rpm	68 rpm	80 rpm	68 rpm	80 rpm	68 rpm
	0.7109	1.3249	0.02256	0.04710	106.024	197.689
Removed Forward S/T bearing	80 rpm	80 rpm	80 rpm	80 rpm	80 rpm	80 rpm
	0.2998	0.2998	0.01378	0.01378	56.356	56.356

반면, 선수베어링이 생략된 경우 진폭 및 굽힘 응력 값은 MCR에서 나타났고 선수베어링 설치 시 대비 1/3 수준의 안정된 결과값을 보여주고 있다. 곡선배치의 경우도 <Table 9>와 같이 직선 배치와 유사한 경향을 보여준다. 선수베어링이 설치된 경우 1절 10차 공진점인 68 rpm에서 진폭 및 굽힘응력이 최대로 나타남으로써 동일하게 프로펠러 날개수 배수차수의 영향을 크게 받고 있음을 알 수 있다. 반면, 선수베어링이 생략된 경우 진폭 및 굽힘응력 값은 MCR에서 나타났고 선수베어링 설치 시 대비 1/4 수준의 안정된 결과값을 보여주고 있다. 상기와 같이 횡진동 검토 시 1절 및 프로펠러 날개수 차수의 고유진동수 판정에 추가하여 대상선의 경우로 알 수 있듯이 중형 컨테이너 선박에서 선수베어링 생략법을 고려할 경우 설계단계에서 프로펠러 날개의 배수차수 공진의 영향을 추가로 고려할 필요가 있는 것으로 판단된다. 발표된 실측결과(N. H. Jasper, 1952)에 따르면 평온한 해역에서 평균적으로 발생하는 대단부의 반복 응력은 30 MPa 정도이며 경항수에서 50 MPa, 황천시에는 60~90 MPa 정도이다. 또한 횡진동 변위 진폭과 응력 진폭은 프로펠러에서 발생하는 기진력의 크기에 달려있으며 본 계산에 이용된 기진력(ABS, 2015)에 따르면 프로펠러 날개수 배수차의 상하방향 진동 기진력은 홀수날개 프로펠러의 경우 짝수날개 프로펠러의 경우보다 약 4배의 큰 값을 나타냄을 알 수 있다. 프로펠러 날개수 배수차의 영향을 무시할 경우 선수베어링이 있는 경우의 최고 굽힘 응력은 MCR에서 직선배치시 42.89 MPa, 곡선 배치시 48.42 MPa로서 절반이상 감소하고 선수베어링이 생략된 경우의 최고 굽힘응력은 MCR에서 직선 배치시 20.59 MPa, 곡선 배치시 21.64 MPa로 나타난다. 결국 선미관 선수베어링이 없는 곡선배치시의 굽힘 응력은 통상적인 평균값 30 MPa에 훨씬 못 미치는 20 MPa대로 감소하는 것으로 나타났다.

## IV. 결론

중형 컨테이너 선박에서 선미관 선수베어링 생략법을 적용할 경우 선박의 안전성 확보를 위해 설계단계에서 가장 적절한 방법을 모색하여야 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 상호 높은 연관 관계에 있는 축계배치 및 횡진동 계산을 다양한 관점으로 수행하고 상호간에 미치는 영향 및 계산결과가 모두 허용치를 만족하는지의 여부를 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

가. 대상선에는 선미관 선수베어링이 생략된 곡선배치가 축계배치관점 및 횡진동관점에서 가장 적절한 것으로 나타났다.

나. 현재의 선급 및 국제규정에 의하면 횡진동 고유진동수 및 프로펠러 날개수 차수 고유진동수가 주기관 정격 회전수의  $\pm 20\%$  범위 밖에 있도록 제한하고 있는 수준이지만 프로펠러 날개의 배수차수 공진의 영향을 고려할 필요가 있는 것으로 판단되었다.

다. 고유 진동수만으로 추진축계 횡진동을 규제한다면 특히 횡진동의 기진력이 크게 나타나는 홀수익(翼) 프로펠러의 경우에 프로펠러 날개의 배수차 수분에 대해서도 고유진동수가 운전영역(MCR)을 충분히 벗어나도록 하는 설계적 배려가 필요해 보인다.

## References

- ABS(2015). Guidance Notes on Ship Vibration, 39.
- E. Panagopulos(1950). Design-Stage Calculations of Torsional, Axial and Lateral Vibrations of Marine Shafting, Transactions of Society of Naval Architects and Marine Engineers, vol. 58, 329~384.
- H. J. Jeon and H. C. Kim(1979). Calculation of transverse vibration of Ship's Propulsion Shaftings by the Finite Element Method, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 3(1), 2~18.
- Jeon, Hio-Jung Ship Propulsion(1986). Transmission

- Equipment, Taehwa Publishing Company, 189~190.
- N. H. Jasper(1952). An Experimental and Theoretical Investigation of Propeller Shaft Failures, SNAME, Trans, vol. 60, 314~381.
- N. H. Jasper(1954). A Design Approach to the Problem of Critical Whirling Speeds of Shaft-Disk Systems, DTMB Report 890, David Taylor Model Basin Washington D. C., America.
- N. H. Jasper(1954). A Theoretical Approach to the Problem of Critical Whirling Speeds of Shaft-Disk Systems, DTMB Report 890, David Taylor Model Basin Washington D. C., America.
- Y. C. Kim and G. D. Lee(1994). A study on th whirling critical speeds of marine propeller shafts, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 31(2), 29~37.
- Yuriy Batrak(2011). Latral vibration prediction issues, ShaftDesigner.
- 
- Received : 20 January, 2016
  - Revised : 08 March, 2016
  - Accepted : 14 March, 2016