

## 비선형 탄성 다점지지 베어링 요소를 이용한 선미관 베어링의 유효지지점 검증

정준모<sup>†</sup>\*, 최익흥\*, 김규창<sup>\*\*</sup>

현대중공업 선박해양연구소\*, 현대중공업 조선사업본부<sup>\*\*</sup>

### Verification of Effective Support Points of Stern Tube Bearing Using Nonlinear Elastic Multi-Support Bearing Elements

Joonmo Choung<sup>†</sup>\*, Ickheung Choe\* and Kyuchang Kim<sup>\*\*</sup>

Hyundai Maritime Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.\*  
Ship Building Division, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.<sup>\*\*</sup>

#### Abstract

The final goal of shaft alignment design is that the bearing reaction forces or mean pressures are within design boundaries for various service conditions of a ship. However, it is found that calculated bearing load can be substantially variable according to the locations of the effective support points of after sterntube bearing which are determined by simple calculation or assumption suggested by classification societies. A new analysis method for shaft alignment calculation is introduced in order to resolve these problems. Key concept of the new method is featured by adopting both nonlinear elastic and multi-support elements to simulate a bearing support. Hertz contact theory is basically applied for nonlinear elastic stiffness calculation instead of the projected area method suggested by most of classification societies. Three loading conditions according to the bearing offset and the hydrodynamic moment and twelve models according to the locations of the effective support points of sterntube bearings are prepared to carry out quantitative verifications for an actual shafting system of 8000 TEU class container vessel. It is found that there is relatively large difference between assumed and calculated effective support points.

※ Keywords: Elastic shaft alignment(탄성 축계정렬), Nonlinear elastic multi-support bearing element(비선형 탄성 다점지지 베어링 요소), Effective support point(유효지지점), Offset(오프셋), Sterntube after bearing(선미관 후부 베어링), Bearing reaction force(베어링 반력), Relative slope(상대 경사각)

---

접수일: 2005년 4월 25일, 승인일: 2005년 7월 20일

†주저자, E-mail : jmchung@hhi.co.kr

Tel : 052-230-5549

## 1. 서론

광의의 의미에서 축계정렬 설계는 축계를 지지하는 베어링의 간격, 베어링의 길이, 베어링의 높낮이(오프셋) 등을 적절히 조절하여 베어링의 반력을 균등히 또는 원하는 수준이 되도록 계산하는 일련의 설계 프로세스이다. 그러나 베어링 개수(베어링의 간격), 축계 치수 등은 이미 기본설계 과정에서 결정되므로 협의의 축계정렬 설계는 이미 결정된 축계 시스템이 최적의 성능을 발휘하도록 베어링의 오프셋을 결정하는 과정이라고 말할 수 있다.

축계정렬 계산은 전용 프로그램을 이용하여 수행하는데 일반적으로 삼연 모멘트법(전효중 1986) 또는 전달 매트릭스법(DNV 2004), Castigliano 에너지 정리(ABS 2004) 등을 이용한다. 이와 같은 프로그램의 공통점은 선미관 부시 베어링과 같이 지름에 비하여 길이가 긴 저어널 베어링을 무한강성을 가지는 유효한 1 점으로 묘사하고 이 점이 축계를 지지한다고 가정하여 보 해석을 수행한다는 점이다. 이와 같은 지지점을 유효지지점(Effective support point)이라 하며, 강제 유효지지점을 적용하는 계산 방식을 강제 축계정렬(Rigid shaft alignment)이라 한다. 이와 반하여 축계를 지지하는 베어링의 탄성이나 선체의 변형 등을 고려한 계산 방식을 탄성 축계정렬(Elastic shaft alignment)라 한다.

탄성 축계정렬에 대한 전 단계 연구로서 Sekiuch et al.(1974)는 초대형 유조선 기관실 이종저 변형해석 및 실선 계측을 실시한 바 있다. 최근들어 신장룡 등(2002)과 신장룡과 허주호(2002) 등에 의하여 선체의 변형을 고려한 축계정렬에 대한 실험적, 이론적 연구가 수행된바 있다. 정준모와 최익홍(2001)은 초대형 유조선을 대상으로 선체의 강성과 베어링의 탄성을 동시에 고려한 탄성 축계정렬에 대한 연구를 수행한바 있다.

강제 축계정렬에 있어서 대두되는 가장 큰 문제점은 유효지지점의 위치를 단순한 기술적 고찰 또는 가정을 통하여 결정하고 있다는 점이다. 그러나 유효지지점은 저어널에 작용하는 각종 외력, 축계의 탄성, 윤활유막의 압력분포 등에 의하여

결정되므로 이를 예측하는 것은 매우 어려운 일이다. 이러한 강제 유효지지점을 가정하면 각 베어링간 반력의 분포 및 선미관 후부 베어링과 축계가 이루는 상대 경사각(Relative slope 또는 Misalignment)이 유효지지점의 위치에 따라 상당히 가변적일 가능성이 크다. 또한 유효지지점을 가지고는 선미관 내부의 압착 압력 및 윤활 압력 분포 변화를 근본적으로 계산할 수 없다. 본 논문에서는 이러한 문제점을 해결하기 위하여 각 선급별 설계기준(Design criteria)에 대한 고찰을 우선적으로 실시하고, 유효지지점으로 인한 문제점을 극복할 수 있도록 개발한 비선형 탄성 다점 베어링으로 지지된 추진 축계정렬 해석법을 소개하고 실선에 적용하여 그 유효성을 검증하고자 한다.

## 2. 축계정렬 설계 기준(Criteria)

베어링 재료로서 화이트 메탈(White metal)을 사용하고, 기름 윤활을 할 때 대부분의 선급(DNV, LR 2002, ABS 2002, 2003, BV 2003, GL 2002, NK 2003, KR 2003)에서 제시하는 선미관 부시 베어링의 허용 최대 면압은 8 bar 이다. 면압은 베어링에 작용하는 하중을 축을 베어링에 투영했을 때의 면적(베어링 길이×축 지름)으로 나눈 압력을 의미한다. DNV 는 추력 베어링 및 중간축 베어링의 경우 20 bar 및 12 bar 이하 일 것을 규정하지만 대부분의 선급에서는 중간축 베어링의 면압에 대한 별도의 규정을 두지 않는다. 플라스틱, 합성수지, 고무 등을 베어링 재료로 사용하고 기름 윤활할 경우 선급에서는 보통 6 bar 내외를 허용 면압으로 제시한다. 따라서 선급에서 제시하는 압력은 모두 면압의 개념이며 국부 압력 분포에 대한 규정은 없다.

DNV 는 선미관 후부 베어링에서의 경사가 베어링 간극의 50%를 초과하지 않아야 한다고 명시하고 있다. LR 은 프로펠러축과 선미관 후부 베어링 사이의 상대 경사각이  $3 \times 10^{-4}$  rad 을 초과하지 않아야 한다고 명시하고 있다. 문헌(전효중 1986)에 의하면 간극경사각을 베어링과 프로펠러축의 지름간극(Diametric clearance)을 베어링 길이로 나눈 비로 정의하였다. “ 상대경사각이 간극 경사

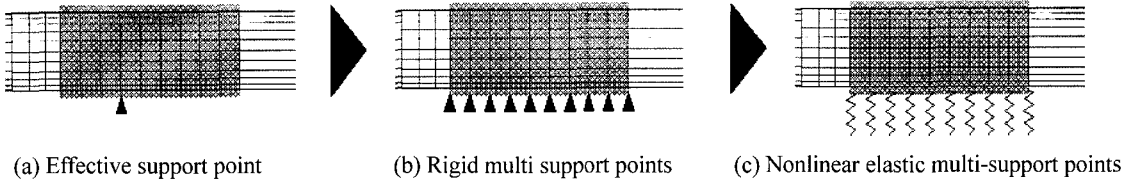


Fig. 1 Conceptual schematic about elastic multi-support bearing

각의 0.5 배보다 작거나 같으면 경사 절삭 (Slope boring)이 필요 없고, 상대경사각이 간극 경사각의 0.5 배보다 크고, 간극 경사각보다 작거나 같으면 경사 절삭을 권장하며, 상대경사각이 간극 경사각보다 크면 경사 절삭이 필수적”으로 표현되어 있다. 그러나 이 값은 축계의 변형과 유막의 효과 등을 무시하고 단순하게 결정된 값이다.

재질에 따라 허용 굽힘응력이 결정되지만, 축계의 굽힘응력을 과도하게 제한하는 것은 축계정렬에 있어서 바람직하지 않을 수도 있다. 유연한 축계 정렬일수록 큰 굽힘 처짐이 발생하므로 윙링 진동(Whirling vibration) 및 피로 강도를 만족하는 범위 내에서 어느 정도의 높은 굽힘 응력 상태는 성공적인 축계 정렬의 반증으로 볼 수 있다. 엔진 추력 플랜지의 굽힘 모멘트 및 전단력 크기는 엔진 제작사의 설계 사양서를 따른다. 그러나 최근 NSD 등의 엔진 제작사는 추력 플랜지의 굽힘 모멘트/전단력 선도 보다는 엔진 베어링의 반력을 허용 기준으로 채택할 움직임을 보이고 있다.

### 3. 비선형 탄성 다점지지 베어링

#### 3.1 기본 개념

Fig. 1 (a)는 길이가 긴 저어널 베어링을 한 개의 유효지지점이 강체지지하는 것을 나타내며, 실질적으로 유효지지점의 위치를 결정하는 것이 매우 어렵기 때문에 Fig. 1 (b)와 같이 긴 저어널 베어링의 지지점을 다점으로 지지하도록 변경하여 자연스러운 베어링 지지 메카니즘을 구현하도록 하는 것이 바람직하다. 그러나 다점지지된 축계를 단순히 강체 지지로 가정하면 베어링이 인장에도 저항하는 경우가 발생한다. 이를 해결하기 위해서 인장에 저항하지 못하고 압축에만 저항하는 비선

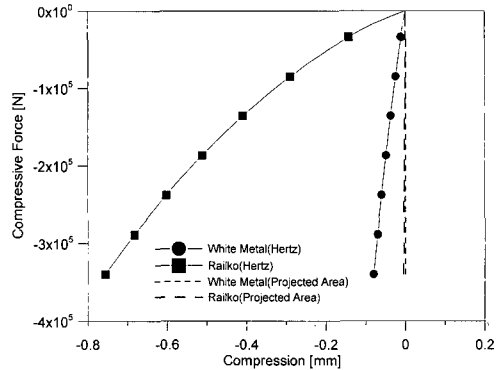


Fig. 2 Estimation of bearing stiffness using Hertz contact and projected area methods

형 탄성 베어링의 도입이 요구된다. 이러한 비선형 탄성 베어링의 도입은 베어링의 비선형 압축 강성을 부여함으로써 비선형적인 압축 변형 계산을 가능하도록 하여 계산의 정도를 더욱 향상시킬 수 있는 부수적인 효과를 가진다.

일반적으로 베어링 재료는 화이트 메탈을 많이 사용하며 탄성계수(Elastic modulus)는 약 50,000 MPa 정도로서 철강에 비하여 비교적 연성의 재료이다. 간헐적으로 합성수지 베어링도 사용되는데 Railko 사의 베어링을 사용할 경우 압축 탄성계수는 약 2,000 MPa 정도로서 매우 연약한 재료이다. 각 재료에 대한 베어링 강성을 Hertz의 접촉이론 (Johnson 1985) 및 선급에서 베어링 면압을 계산할 때 일반적으로 사용하는 투영면적법을 적용하여 각 베어링의 강성을 추정하면 Fig. 2와 같다. 어떤 베어링을 사용하던 투영면적법을 사용할 경우 강성을 과대 추정함을 알 수 있다. Hertz의 접촉이론은 베어링의 두께가 상당히 두꺼울 경우에 한하여 적용해야 하지만 베어링의 강성을 추정할 수 있는 가장 용이하고, 비교적 정확한 강성을 제

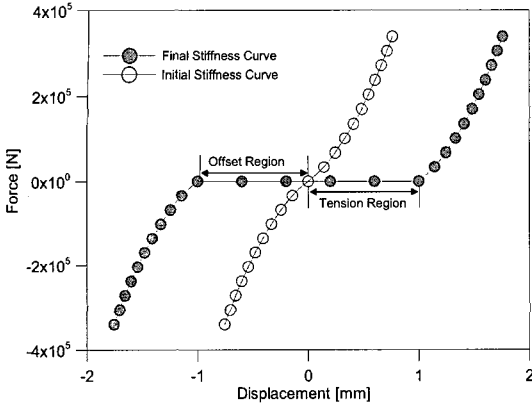


Fig. 3 Introduction of artificial zero stiffness in offset and tension regions

시하는 추정 방법이다.

### 3.2 오프셋의 구현

비선형 베어링에 대하여 오프셋을 구현하기 위해서는 Fig. 3 에서 보는 바와 같이 기존의 강성곡선에 인위적인 오프셋영역(Offset region)을 추가하여 축계가 오프셋영역에서 강제운동을 하도록 하면 간단히 해결된다. 또한 베어링과 축계의 상면이 접촉할 경우에 베어링과 축계의 지름간극만큼 가상의 인장영역(Tension region)을 강성곡선에 추가하여 축계가 베어링 내부에서 위로 들린 후 상면과 접촉하는 현상을 구현 할 수 있다. 이와 같은 기법은 수평 축계정렬시에도 동일하게 적용 가능하다.

## 4. 실선에 대한 탄성 축계정렬

### 4.1 유효지지점의 결정

통상적으로 정적인 상태에서 선미관 후부 베어링 유효지지점의 위치는 선미부로부터 추진축 지름의 1/3 지점으로 가정하고 있으며, LR 에서는 (Kozousek and Davies 2000) 베어링의 반력과 소머펠트 수(Sommerfeld number)의 비를 하중비(Load ratio)로 정의하고, 추진축과 베어링이 이루는 상대각과 베어링 길이의 곱을 지름 간극으로 나눈 값을 편심도(Misalignment ratio)로 정의하여 동적 유효지지점의 위치를 결정하도록 권장한다.

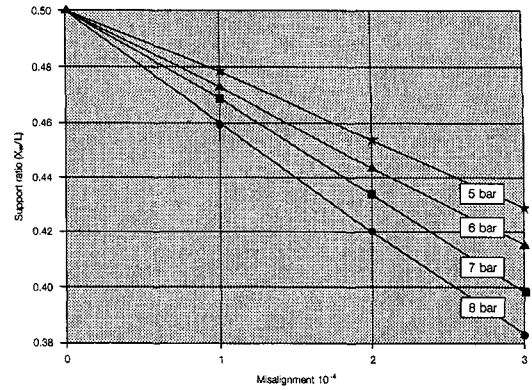


Fig. 4 Sterntube bearing point of support versus misalignment for 1.2 mm diametric clearance

그러나 실질적으로 Fig. 4 에서 보는 바와 같이 편심각과 면압 을 가지고 동적 유효지지점의 위치를 결정하는 것이 일반적이다. LR 의 방법에 따르면 대부분의 경우 유효지지점의 위치는 베어링의 선미부로부터 베어링 길이의 1/4 - 1/2 사이로 결정된다. 선미관 후부 베어링을 제외한 모든 베어링의 유효지지점은 일반적으로 베어링의 중심에 있다고 가정한다.

### 4.2 해석 조건 및 모델

Fig. 5 는 8000 TEU 급 컨테이너선에 사용된 추진 축계의 형상을 나타낸다. 3 개의 중간축을 가지며 12 기통 디젤 엔진으로 구동되는 특징을 가진다. 이 축계를 대상으로 Table 1 과 같이 오프셋과 추력 모멘트의 적용 여부에 따라 3 가지의 하중조건을 적용하였다. 이 하중조건에 대하여 베어링의 유효지지점 변화에 따른 축계의 응답을 살펴보기 위하여 Table 2 와 같이 후부 및 전부 선미관을 선미(After), 중앙(Mid), 선수(Fore)로 나누어 9 개의 지점에 따른 강제 축계정렬 해석을 수행하였다. 또한 선급에서 제시하는 통상적인 선미관 후부 베어링 지지점(D/3, L/4, L/2)에 대해서도 강제 축계정렬 해석을 수행하였다(D 및 L 은 축의 지름과 베어링의 길이). 이때 선미관 후부 및 전부 베어링을 제외한 나머지 베어링의 유효지지점은 베어링의 중앙으로 설정하였다.

비선형 탄성 다점지지 축계정렬 해석에 있어서

Table 1 Loading conditions

	Bearing offset	Dynamic thrust moment (My)
LC1	Straight	x
LC2	Offset	x
LC3	Offset	○

Table 2 Model names depending on the location of effective support point of after and sterntube forward bearings

		Fwd. ST brg.			Nonlinear elastic multi-support
		After	Mid	Fore	
Aft. ST brg.	After	AA	AM	AF	ESA
	Mid	MA	MM	MF	
	Fore	FA	FM	FF	
	D/3	-	DM	-	
	L/4	-	LM	-	

한 개의 베어링을 묘사하기 위한 지지점의 개수가 많을수록 베어링 내부의 반력분포를 정밀하게 추정할 수 있다. 그러나 전후처리에 소요되는 비용을 감안하여 적절한 수준에서 결정하여야 한다. 본 연구에서는 비교적 긴 저어널 베어링(저어널의 지름을 베어링의 길이로 나눈 값이 0.5 이하이면 매우 긴 저어널 베어링으로, 2.0 이상이면 매우 짧은 베어링으로 정의(Hamrock 1994))에 해당하는 선미관 후부 베어링과 적당한 길이의 저어널 베어링에 해당하는 전부 선미관 베어링을 비선형 탄성 다점 요소로 배치하였으며, 나머지 베어링은 짧은 베어링의 범주에 속하므로 비선형 탄성 일점 요소를 배치하였다.

4.3 처짐 및 경사도 분석

Table 3 은 축계의 선미부 끝단에서 발생하는 처짐량(Deflection)과 선미관 후부 베어링과 축계 사이의 상대각을 3 가지 하중 조건과 12 가지 해석 모델에 대하여 비교하여 나타내고 있다. 이때 축계의 처짐은 연직 상방을 양수로 설정하고 옴셋이 없는 직선의 축계를 기준으로 계산된 값이다. △는 ESA 의 결과를 기준으로 한 나머지 결과의 편차를 나타낸다. 전반적으로 선미관 전부 베어링 유효지지점의 위치 변화는 최대 처짐과 경사도에 큰 영향을 미치지 않으며 전부 선미관 베어링의 중앙점이 유효지지점으로 보는 것이 타당하다고 판단된다. 그러나 선미관 후부 베어링의 유효지지점이 이동함에 따라 상당히 민감하게 반응함을 알 수 있다.

처짐의 측면에서 볼 때 옴셋과 동하중의 존재유무에 관계없이 ESA 모델과 DM 모델은 가장 적은 편차를 나타내었다. 경사도의 측면에서 볼 때 동하중이 없는 경우에는 AA, AM, AF 모델의 경사도가 ESA 모델과 유사하였다. 그러나 동하중이 존재하는 경우의 경사도는 DM 모델이 ESA 모델과 가장 근접하였다.

전반적으로 경사도의 편차는 처짐의 편차보다 크게 발생함을 확인 할 수 있다. 탄성 축계정렬 해석에서는 실제적인 접촉기구처럼 축계를 여러 개의 베어링 요소가 지지하지만 강체 축계정렬 해석의 경우에는 한 개의 유효지지점이 선미관 후부 내부의 축계를 단순지지하므로 경사각이 과도하게 발생하는 것으로 추정된다. 유효지지점의 위치 결정 방법이 경사각에 의존하는 점을 감안하면 유효지지점을 가정한 강체 축계정렬 해석 방법은 유효지지점 위치를 결정하기 위한 정확한 이론적인 토대가 뒷받침되어야 한다고 판단된다.

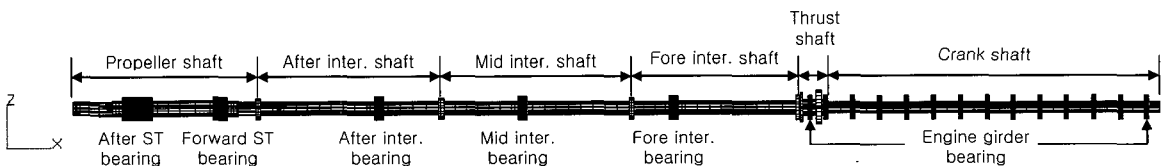


Fig. 5 Shafting plan of 8000 TEU class container vessel

Table 3 Summary for maximum deflections and misalignment

	LC1				LC2				LC3			
	Maximum deflection		Misalignment		Maximum deflection [mm]		Misalignment		Maximum deflection [mm]		Misalignment	
	[mm]	$\Delta$	$\times 10^{-4}$ [rad]	$\Delta$	[mm]	$\Delta$	$\times 10^{-4}$ [rad]	$\Delta$	[mm]	$\Delta$	$\times 10^{-4}$ [rad]	$\Delta$
AA	-1.71	0.26	3.75	0.39	-1.96	0.23	4.54	0.36	0.33	164.0	0.33	0.62
AM	-1.74	0.25	3.85	0.43	-2.01	0.21	4.69	0.41	0.35	174.0	0.27	0.69
AF	-1.77	0.23	3.93	0.46	-2.05	0.19	4.84	0.45	0.37	184.0	0.2	0.77
MA	-4.18	0.81	5.7	1.12	-4.47	0.77	6.38	0.92	-1.04	521.0	2.82	2.28
MM	-4.29	0.86	5.97	1.22	-4.61	0.82	6.71	1.02	-1.09	546.0	2.93	2.41
MF	-4.41	0.91	6.23	1.32	-4.75	0.88	7.03	1.11	-1.13	566.0	3.03	2.52
FA	-7.75	2.35	5.3	0.97	-8.05	2.18	5.85	0.76	-3.36	1681.	3.57	3.15
FM	-8.00	2.46	5.75	1.14	-8.33	2.29	6.36	0.91	-3.52	1761.	3.87	3.50
FF	-8.24	2.57	6.19	1.30	-8.6	2.40	6.86	1.06	-3.67	1836.	4.15	3.83
DM	-2.37	0.03	4.45	0.65	-2.66	0.05	5.27	0.58	0.02	9.00	1.1	0.28
LM	-2.88	0.25	4.81	0.79	-3.17	0.25	5.61	0.68	-0.25	126.0	1.63	0.90
ESA	-2.31	0.00	2.69	0.00	-2.53	0.00	3.33	0.00	0.002	0.00	0.86	0.00

#### 4.4 베어링 반력 분석

Fig. 6 은 3 가지 하중 조건에 대한 각 베어링에서의 반력 분포를 나타낸다. 처짐 및 경사각의 경우와 마찬가지로 유효지지점 위치의 변화에 따라 선미관 후부 베어링의 반력이 상당한 차이를 보이고 있으며 심지어 전부 선미관 베어링의 반력이 양수에서 음수로 반전되는 경우도 있다 선미관 후부 베어링 유효지지점의 변화에 따른 전부 선미관 베어링의 반력 차이가 크지 않더라도 반력 방향의 반전은 설계자의 입장에서 보면 불량한 축계정렬 설계의 결과로 인식된다는 점을 감안하면 유효지지점의 변화에 따른 반력의 양상도 상당히 가변적임을 확인할 수 있다. 중간축 베어링의 반력은 모든 해석 모델에서 큰 편차를 보이지 않았지만 선미부 3 개 엔진 거더에서의 반력은 ESA 모델과 나머지 모델과 무시하지 못할 차이가 나타나고 있다. 이는 플라이 휠 등의 무거운 중량물로 인하여 베어링 라이닝이 탄성 변형하였기 때문에 발생한 것으로 판단된다.

좀더 정확한 유효지지점의 위치를 파악하기 위하여 Fig. 7 과 같이 선미관 후부 베어링 내부의 반력 분포를 조사하였다. 많은 베어링 요소를 배

치하였다면 좀더 유연한 반력분포 곡선을 얻었으리라 예측된다. Fig. 7 에서 LC1 및 LC3 의 경우 일시적으로 반력이 증가하는 원인은 단위 길이당 베어링 강성을 적용하였기 때문에 발생한 자연스러운 현상이며 LC2 의 경우 옴셋으로 인하여 선미관 후부 베어링의 선미부에 많은 반력 집중이 발생한 것으로 판단된다. 이 반력 분포에 대한 1 차 관성모멘트를 이용하여 유효지지점을 계산하면 Table 4 와 같다.

동하중이 작용하지 않는 정적인 상태에서 후부 선미관 베어링의 유효지지점은 0.1L (0.23D) 이하에서 형성되고 있으며 동하중이 작용할 경우 추력 모멘트로 인하여 선미관 후부 베어링 반력의 분포가 선수쪽으로 분산된다. 따라서 유효지지점의 위치가 선수쪽으로 이동한 0.17L(0.38D)수준이다. 이로부터 선급에서 제시하는 D/3(정적), 0.25L-0.5L(동적) 유효지지점과 상당한 차이를 보여주고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7 에 보인 것과 같은 베어링 내부에서 반력의 분포는 베어링의 정적 압착압력(Static squeezing pressure)과 동적 유막압력(Dynamic oil film pressure)을 계산하기 위한 하중 데이터로 사용된다.

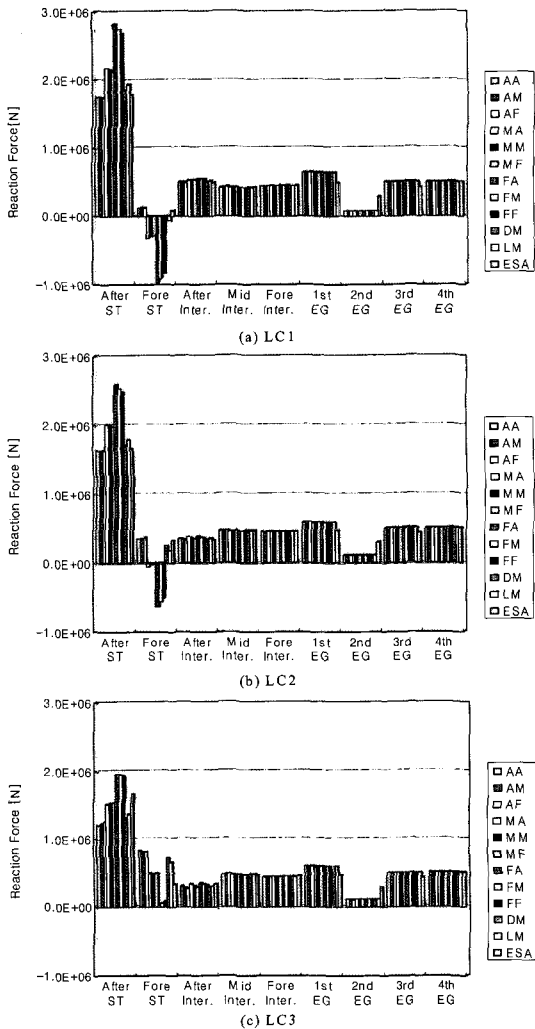


Fig. 6 Reaction force distributions

Table 4 Estimated effective support points

	LC1	LC2	LC3
Effective support point	0.23D 0.10L	0.20D 0.09L	0.38D 0.17L

5. 결론

각 선급별 축계정렬 설계기준 중에서 면압과

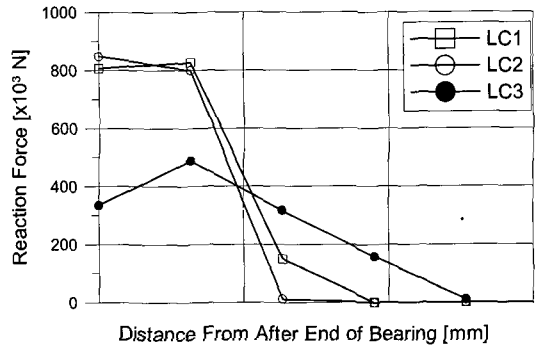


Fig. 7 Reaction force distribution in after sterntube bearing

경사각에 대한 문제점을 지적하으로서 탄성 축계정렬의 필요성을 인식하였으며 신개념 축계정렬 해석 방법인 비선형 탄성 다점지지 베어링을 가지는 탄성 축계정렬에 대한 소개를 하였다.

8000 TEU 급 초대형 컨테이너선에 설치되었던 축계를 대상으로 고전적인 강체 축계정렬과 본 논문에서 제시한 탄성 축계정렬을 3 개의 하중조건과 12 개의 해석 모델에 대하여 실시하여 유효지지점에 따른 최대변형, 상대경사도, 반력의 분포를 비교하였으며 유효지지점의 위치를 추정하였다.

(1) 선미관 후부 베어링 반력 분포 곡선으로부터 계산된 선미관 후부 유효지지점의 위치는 정하중만 고려한 경우 0.1L, 동하중을 동시에 고려한 경우 0.17L 이었으며 이는 선급에서 일반적으로 제시하는 D/3 및 0.25L-0.5L 과 상당한 차이를 보였다.

(2) 옅선의 변화보다는 동하중이 유효지지점의 위치를 결정하는 지배 인자임을 확인할 수 있었다.

(3) 강체 축계정렬 해석을 수행할 때 외력의 변화, 선체의 변형 또는 옅선의 변경 등의 외적인 요인에 의하여 유효지지점의 위치는 필히 변경되어야 하지만 정확한 위치를 결정하는 것은 현실적으로 매우 어렵다. 또한 강체 축계정렬 해석 결과로부터 압착 압력 분포 및 유막 압력 분포 해석을 수행하는 것은 원론적으로 불가능하다. 그러나 본 논문에서 제시한 비선형 탄성 다점지지 베어링 시스템을 적용하여 이러한 문제를 모두 해결할 수 있다.

## 참 고 문 헌

- 신장룡, 허기선, 허주호, 2002, “ 추진축계에 대한 VLCC 선체변형의 영향 평가,” 대한조선학회 선박설계연구회 논문집, pp. 177-182.
- 신장룡, 허주호, 2002, “ 선체변형이 추진축계에 미치는 영향,” 대한조선학회 추계학술대회 논문집, pp. 428-431.
- 전효중, 1986, 선박동력 전달장치, 태화출판사
- 정준모, 최익흥, 신상훈, 2004, “ 선체변형을 고려한 탄성 추진축계정렬 설계 및 해석,” 대한조선학회 추계학술대회 논문집, pp. 870-877.
- 정준모, 최익흥, 2001, 309K DWT VLCC (1089 호선)의 선미구조 연성 및 축계정렬, HMRI-2000-11-R222,
- ABS, 2002, Shaft Alignment Program ShAL Manual
- ABS, 2003, Rules for Building and Classing Steel Vessels, Part4 Chapter3 Section2
- ABS, 2004, Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment
- BV, 2003, Rules for the Classification of Ships, Pt.C Ch.1 Sec.7
- DNV, 2003, Rules for Classification of Ships, Pt.4 Ch.4 Sec.1
- DNV, 2004, Nauticus Machinery Calculation Package Manual
- GL, 2002, Rules & Guidance, Part1 Chapter2 Section4
- Hamrock, 1994, Fundamental of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill
- Johnson, K.L., 1985, Contact Mechanics, Cambridge University Press, pp. 90~104.
- Kozousek, V.M. and Davies, P.G., 2000, “ Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems : Shaft Alignment” , LR Technical Association Paper No.5
- KR, 2003, Rules for Classification Steel Ships, Part5 Chapter3 Section3
- LR, 2002, Rules and Regulations for the Classification of Ships, Part5 Chapter8 Section1-2
- NK, 2003, Rules for the Survey and Construction of Steel Ship, PartD Chapter6
- Sekiuchi, M., Oishi, T., Tsuboi, T., Ueda, M., Yoshiki, T., Watanabe, T., Katoh, Y. and Komoto, M., 1974, “ Deflection of Engine Room Double Bottom in Large Tankers” , Journal of Society of Naval Architect of Japan, Vol. 136, pp.325-336.



&lt; 정준모 &gt;



&lt; 최익흥 &gt;



&lt; 김규창 &gt;