

비선형 베어링 요소를 이용한 탄성 추진 축계정렬에 관한 고찰

정준모[†]*, 최익흥*, 신상훈*

현대중공업 선박해양연구소*

A Study on Elastic Shaft Alignment Using Nonlinear Bearing Elements

Joonmo Choung[†]*, Ickheung Choe* and Sanghoon Shin*

Hyundai Maritime Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.*

Abstract

The effects of hull flexibility on shaft alignment are growing as ship sizes are increased mainly for container carrier and LNG carrier. In order to consider hull flexibility on a propulsion shafting system, standardization of ship service conditions is necessary because hull deformation is continuously variable according to ship service conditions. How to summarize ship service conditions is suggested based on practically applicable four viewpoints : hull, engine, loading and sea status. Effects of the external forces acting on a ship propulsion shafting system are generally commented. Several design criteria regulated by classification societies are pointed at issue which seems to have insufficient technical background. A qualitative verification is carried out to point out the invalidity of the assumption of effective supporting position. In this work, an elastic nonlinear multi-supporting bearing system is introduced as a key concept of the elastic shaft alignment. Hertz contact theory is proved to be more proper one than projected area method in calculation of the nonlinear elastic stiffness of the bearing. The squeezing and oil film pressure calculations in the long journal bearing like an after stern tube bearing are recognized as a necessary process for elastic shaft alignment design.

※Keywords: Hull deformation(선체변형), Service condition(운항조건), Elastic shaft alignment(탄성 축계정렬), Nonlinear elastic multi support bearing system(비선형 탄성 다점지지 베어링 시스템), Squeezing pressure(압착 압력), Oil film pressure(유막 압력)

접수일: 2004년 12월 23일, 승인일: 2005년 3월 9일

†주저자, E-mail : jmchung@hhi.co.kr

Tel : 052-230-5549

1. 서론

광의의 의미에서 축계정렬 설계는 축계를 지지하는 베어링의 간격, 베어링의 길이, 베어링의 높

낮이(웁셋) 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 웁셋을 결정하는 과정이라고 말할 수 있다.

베어링의 웁셋을 결정함에 있어서, 베어링 간의 선체 변형(Relative hull deflection)은 웁셋의 가감을 의미하므로 그 영향이 매우 지대하다는 표현보다는 웁셋의 변경이라는 표현이 더욱 적절하다. 베어링간 상대 변형이 비교적 작은 중소형 선박의 경우 보다도 대형선의 경우 축계정렬 설계에 있어서 선체의 변형은 필히 고려해야 할 설계요소라 할 수 있다. 이러한 선체의 변형 등의 축계 지지 구조물의 탄성 변형(강성) 등을 고려한 축계정렬을 탄성 축계정렬(Elastic shaft alignment)이라 정의한다.

초대형 유조선의 선체변형에 대한 유한요소해석 및 계측이 Sekiuchi et al.(1974) 등에 의하여 수행된바 있지만 선체변형과 축계정렬의 정량적인 연관성에 대한 연구는 수행되지 않았다. 신장룡 등(2002)은 초대형 유조선 및 컨테이너선에 대한 유한요소해석을 실시하여 선체의 변형을 고려한 탄성 축계정렬 해석을 실시하고 계측된 베어링 반력을 탄성 축계정렬 해석 결과와 비교한 연구를 수행한 바 있다. 김광석 등(2002)은 텔레메트리 시스템(Telemetry system)을 이용하여 동적 베어링 반력을 계측하기 위한 연구를 수행한 바 있다.

최근 컨테이너선, LNG 선 등의 대형화는 탄성 축계정렬의 필요성을 더욱 증대시키는 원인이 되고 있다. 대부분의 선급 규정도 선체변형의 영향을 축계정렬에 포함 시킬 것을 요구하고는 있지만 선급 규정은 탄성 축계정렬에 대한 정확한 가이드 라인을 제시하지 못하는 실정이다. 또한 축계정렬의 입장에서 어떠한 선박의 운항상태에 대한 선체 변형을 고려할 것인가에 대한 연구결과도 거의 없는 실정이다. 본 논문에서는 선체변형을 고려하기 위한 운항조건에 대한 정성적인 가이드 라인을 우선적으로 제시하고자 한다. 또한 기존 선급 규정

에 의한 설계기준과 그 문제점을 지적함으로써 탄성 축계정렬 설계의 필요성을 인식하고자 한다.

2. 축계정렬 영향 요인 분석

2.1 선박 운항조건의 표준화

신장룡 등(2002)은 선체의 변형 해석과 반력 계측을 위하여 진수조건, 발라스트조건, 만재조건 등으로 분류하고, 선미부 발라스트 탱크(After peak tank)의 유무에 따른 영향을 연구한 바 있다. 축계정렬의 관점으로 볼 때 가장 중요한 점은 선박의 운항조건에 관계없이 이미 정렬된 축계가 만족할 만한 성능을 유지하는가 이며 이러한 성능을 유지하기 위해서는, 있을 수 있는 선박의 운항조건을 모두 만족하는 축계정렬 설계가 이루어져야 한다. 본 연구에서는 축계정렬의 관점에서 선체변형에 영향을 미치는 인자를 4 가지 상태로 분류하여 고려하였다.

선체의 상태

선체의 상태는 선체가 어디에 위치하고 있는가에 따라 도킹 조건(Docking condition), 진수 조건(Afloat or launching condition), 항해 조건(Seagoing condition)나뉘어진다.

엔진의 상태

엔진의 상태는 축계의 입장에서는 엔진 회전수에 따라 정지조건, NCR 및 MCR 등으로 분류되지만, 선체의 입장에서는 엔진의 온도에 따라 상온, 저온, 고온 등으로 나눌 수 있다.

하중의 상태

하중의 상태는 선박의 화물창 및 각종 탱크의 부하 상태를 의미한다. 화물의 적재 여부에 따라 만재 조건(Full load condition)과 발라스트 조건(Ballast condition)으로 구분되고, 탱크의 적재 상태에 따라서 출발 조건(Departure bunkering condition), 반재 조건(Half bunkering condition) 및 도착 조건(Arrival bunkering condition)으로 분류된다. 그러나 선미부 발라스트 탱크의 경우 화물의 적재 및 발라스트 상태에 따라서 결정된다.

해상의 상태

해상의 상태는 파랑 하중의 유무에 따라 너울조건(Swell condition), 비너울 조건(No swell condition)으로 분류하거나 파고의 높이에 따라 분류할 수 있다.

이렇게 다양한 운항조건을 모두 만족하는 최적의 옵셋을 발견하는 작업은 상당한 시간과 노력을 요구하며 이를 모두 고려한 축계정렬 설계를 수행하는 것은 현실적으로 거의 불가능하다고 볼 수 있다. 이를 해결하는 가장 현실적인 방법으로서 축계정렬 설계를 위한 운항조건 표준화가 필요하다고 볼 수 있다. 표준화 이후 해당 조선소에서 축계를 설치하는 선체의 상태에 대하여 최적의 옵셋을 탐색 후 그 옵셋 상태가 표준화된 운항조건을 만족하는지를 판별하거나 축계정렬에 가장 악영향을 미치는 운항조건에 대하여 최적의 옵셋을 탐색 후 나머지 표준화 운항 조건에 대하여 축계정렬 상태를 확인하여 축계정렬을 검증할 수 있다.

2.2 축계에 작용하는 외력

프로펠러의 자중은 선체가 도크에 도킹되어 있을 경우에는 자중을 그대로 적용하지만, 진수조건 또는 운항조건에 대하여는 해수에 잠긴 만큼 부력을 공제하여 자중을 적용한다.

프로펠러 추력은 엔진의 회전수에 따라 변하며, 일반적으로 NCR 또는 MCR 에 대한 추력을 고려한다. 프로펠러 추력의 여섯 가지 성분 중에서 축계의 정렬에 가장 큰 영향을 미치는 성분은 선박 표준 좌표계 기준으로 Fz 와 My 이다. 그러나 축계의 수평정렬이 필요한 경우 Fy 와 Mz 도 중요한 성분으로 작용한다. 프로펠러에서 유기된 추력만큼에 해당하는 추력모멘트를 추력 칼라에서 고려해야 한다.

MBD 형 엔진의 경우 체인으로 캠을 구동하므로 하중이 상방, NSD 형 엔진의 경우 치차로 캠을 구동하므로 하중이 하방으로 작용한다. 천연가스 운반선과 같이 증기 터빈이 주기관일 경우 감속치차 2 차 휠(2nd wheel)의 선수 및 선미부 베어링의 하중을 고려해야 한다.

선박의 운항조건에 따른 선체의 변형은 정수압

또는 파랑에 의하여 발생한 선체의 변형뿐만 아니라 엔진 윤활유 탱크의 가열, 엔진의 가열 등에 의한 선체의 열팽창도 동시에 고려해야 한다. 축계 정렬의 기본 단위가 1/100 mm ~ 1/10 mm 수준임을 감안하면 선체의 변형이 축계 정렬에 미치는 영향은 매우 클 것으로 사료되며, 선체 변형의 영향을 정량적으로 고려할 수 있는 방안의 마련이 시급하다고 판단된다.

3. 설계 기준(Criteria)

베어링 재료로서 화이트 메탈(White metal)을 사용하고, 윤활유 윤활을 할 때 대부분의 선급(DNV 2003, LLOYD 2002, GL 2002, BV 2003, ABS 2003, NK 2003, KR 2003)에서 제시하는 선미관 부시 베어링의 최대 면압은 8 bar 이다. 최대 면압은 축을 베어링에 투영했을 때의 면적(베어링 길이×축 지름)으로 베어링에 작용하는 하중을 나눈 평균 압력을 의미한다. DNV(2003)는 추력 베어링 및 중간축 베어링의 경우 20 bar 및 12 bar 이하 일 것을 규정하지만 나머지 선급에서는 중간축 베어링의 면압에 대한 별도의 규정을 두지 않는다. 플라스틱, 합성수지, 고무 등을 베어링 재료로 사용하고 윤활유 윤활할 경우 선급에서는 보통 6 bar 내외의 기준 압력으로 제시한다. 그러나 제조업체의 재료 시험 데이터가 별도로 있을 경우 그를 따를 수 있다고 규정하고 있다. 따라서 선급에서 제시하는 압력은 모두 면압의 개념이며 베어링 내부 압력의 분포에 대한 정의는 없다.

중간축에 있어서 축과 베어링 사이의 반력이 너무 작으면 축이 베어링을 타격하는 현상이 발생하며, 과도한 베어링 반력은 유막을 손상시켜 마찰열이 발생하는 원인이 될 수 있다. 프로펠러축에 있어서 주로 발생하는 문제는 프로펠러의 자중으로 인하여 선미관 후부 부시 베어링의 발열, 마모 등이 있을 수 있으며, 인접 베어링(선미관 전부 부시 베어링)의 무부하를 유발할 수 있다.

허용경사는 추진축과 선미관 베어링이 이루고 있는 상대적인 각도를 의미한다. DNV 는 선미관 후부 부시 베어링에서의 경사가 베어링 간극(Bearing clearance)의 50%를 초과하지 않아야

한다고 명시하고 있다. Lloyd 는 프로펠러축과 선미관 후부 부시 베어링 사이의 상대 경사각이 3×10^{-4} rad 을 초과하지 않아야 한다고 명시하고 있다. 문헌에 의하면 상대경사각을 베어링과 프로펠러축의 간극(Diametric clearance)을 베어링 길이로 나눈 비로 정의하였다(전효중 1986). “상대경사각이 간극 경사각의 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 변형을 무시하고 단순하게 결정된 값이며, 있을 수 있는 최대 간극 경사뿐만 아니라 베어링에 작용하는 프로펠러의 자중 및 모멘트, 베어링의 강성 등을 종합적으로 고려하여 경사도를 결정해야 할 것으로 판단된다.

재질에 따라 허용 굽힘응력이 결정되지만, 축계의 굽힘응력을 과도하게 제한하는 것은 축계정렬에 있어서 바람직하지 않을 수도 있다. 유연한 축계 정렬일수록 큰 굽힘 처짐이 발생하므로 횡령진동(Whirling vibration) 및 피로 강도를 만족하는 범위 내에서 어느 정도의 높은 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 기준 채택할 움직임을 보이고 있다.

4. 탄성 축계정렬 설계

4.1 고전적 축계정렬의 문제점

현재 각 선급에서 제시되고, 각 조선소에서 실시되고 있는 고전적 축계정렬(Conventional shaft alignment) 설계 프로세스의 가장 큰 문제점은 선미관 베어링과 같이 긴 저어널 베어링(Long journal bearing)이 한개(또는 두개)의 무한 강체에 의하여 지지된다고 가정한다는 점이다. 이와 같은 지지점을 유효지지점(Effective supporting point)이라 한다. 그러나 저어널에 작용하는 각종 외력,

축계의 탄성, 윤활유막의 압력분포 등에 의하여 유효지지점이 결정되므로 이를 예측하는 것은 매우 어려운 일이다. 또한 전술한 바와 같이 선박의 운항조건은 매우 다양하며 운항조건에 따라 또는 선체의 변형에 따라 저어널 베어링의 지지반력 분포는 변하기 때문에 유효지지점도 항상 가변적이다. 이러한 유효지지점을 단순한 기술적 고찰을 통하여 가정할 때 야기되는 심각한 문제는 다음과 같다. 첫째 각 베어링간 반력의 분포가 실제와 상당한 차이를 보일 가능성이 크다. 둘째 후부 선미관 베어링 내부 축계 경사각 또한 실제와 큰 차이를 보일 수 있다. 셋째 유효지지점을 가지고는 선미관 내부의 압착 압력 분포 및 윤활 압력 분포를 근본적으로 계산할 수 없다.

4.2 다점지지 비선형 탄성 베어링 지지 시스템

위와 같은 이유로 유효지지점을 가정하는 것은 불합리하며, 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 비선형 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 50000 MPa 정도로서 철강에 비하여 비교적 연성의 재료이다. 간헐적으로 합성수지 베어링도 사용되는데 Railko 사의 베어링을 사용할 경우 압축 탄성계수는 약 2000 MPa 정도로서 매우 연약한 재료이다. 각 재료에 대한 베어링 강성을 Hertz 의 접촉이론(Johnson 1985) 및 선급에서 베어링 압력을 계산할 때 일반적으로 사용하는 투영면적법을 적용하여 각 베어링의 강성을 추정하면 Fig. 1 과 같다. 어떤 베어링을 사용하던 투영면적법을 사용할 경

우 강성을 과대 추정함을 알 수 있다. Hertz의 접촉이론은 베어링의 두께가 상당히 두꺼울 경우에만 하여 적용해야 하지만 베어링의 강성을 추정할 수 있는 가장 용이하고, 비교적 정확한 강성을 제시하는 추정 방법이다.

Fig. 2에서 보는 바와 같이 비선형 베어링은 인장영역 및 오프셋영역에서 0의 강성을 가지도록 하여 인장에 저항을 못하게 하거나 오프셋을 자연스럽게 구현할 수 있다.

엔진정렬은 진수 후 정수 굽힘 모멘트에 의한 선체의 호깅을 미리 예측하여 이를 보상하기 위한 사전 새김(Pre sagging)을 의미한다. 엔진 및 윤활유 탱크의 열팽창도 고려하여 사전 새김 결정하는데, 다른 부분의 열팽창과 달리 윤활유 탱크의 열팽창으로 인한 선체의 변형 양상을 수계산(Hand calculation)으로 예측하는 것은 매우 위험할 수 있다. 윤활유 탱크의 열팽창은 탱크의 길이방향 팽창이 높이방향 팽창보다 지배적이며 길이방향 열팽창이 선지판 등에 의하여 구속이 되므로 열팽창의 크기 및 방향을 예측하기 어려운 측면이 있다. Fig. 3은 윤활유 탱크의 열팽창으로 인한 이중저의 열변형 형상을 나타낸다. 길이방향 열팽창이 불룩한 형태의 연직 변형으로 나타남을 확인할 수 있다. 따라서 이에 대한 정확한 열변형을 알기 위해서는 유한요소해석을 수행하는 것이 바람직하다.

Table 1은 초대형 컨테이너선에 사용되었던 후부 선미관 베어링 및 전부 선미관 베어링의 유효 지지점을 선미(After most), 중앙(Center), 선수(Fore most)로 나누어 각각의 조합에서 축계의 최선미부에서 발생한 최대 변형을 나타내었다. 이때 해석조건은 해수부력이 없는 도킹상태에서 축계가 직선을 유지한다고 가정하였다. Fig. 4는 Table 1과 같은 조건에서 베어링 반력의 분포를 나타낸다. 유효지지점이 선미-선미에서 중앙-선미로 변할 때 전부 선미관 베어링의 반력이 양수에서 음수로 반전됨을 확인할 수 있다. 선급에서 일반적으로 제시하는 두개의 지점(D/3, L/4)에 대한 전부 선미관 베어링의 반력도 거의 없거나 음수로 발생함을 확인할 수 있다. 설사 반력의 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.

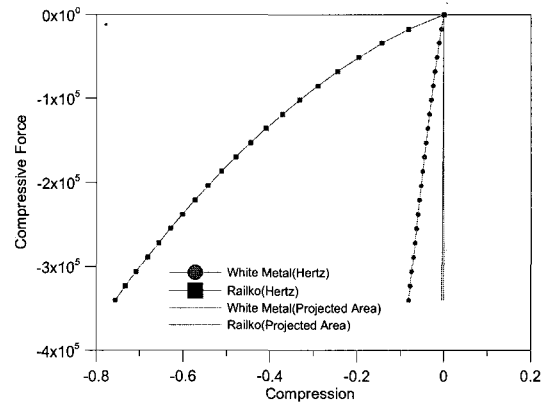


Fig. 1 Estimation of bearing stiffness using Hertz contact and projected area methods

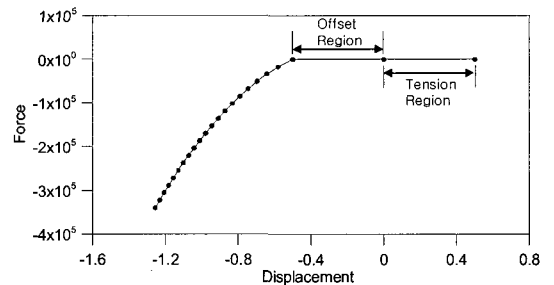


Fig. 2 Introduction of artificial zero stiffness in offset and tension region

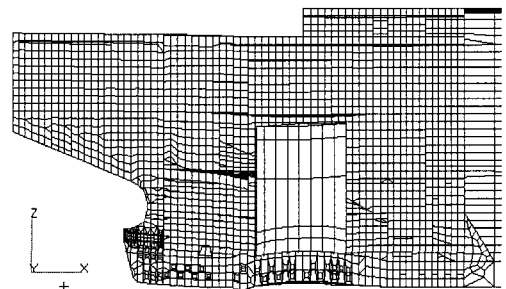


Fig. 3 Thermal expansion due to oil heating in lubrication sump tank

Table 1 Shaft deflections with variation of effective supporting points

Bush Bearing		After S/T		
		After Most	Center	Fore Most
Fwd.	After Most	1.71	4.18	7.75
S/T	Fore Most	1.77	4.41	8.23

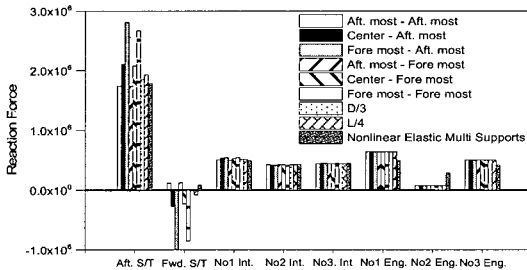


Fig. 4 Reaction forces with variation of effective supporting points

4.3 선미관 베어링의 압력 분포

선박에 설치된 각 베어링 간의 반력의 분포 뿐만 아니고 베어링 내부의 압력의 분포를 예측하는 것은 안정적인 선박의 운항을 위해서 필수적이다. 베어링 내부의 압력은 도킹/진수시에 확인하는 정적인 상태 압력과 운항중 동적인 압력을 모두 고려해야 한다.

선급에서 제시하는 한계 압력의 개념은 베어링 길이방향으로도 평균적이지만 베어링의 원주방향으로도 평균적인 압력을 제공해준다. 중간축 베어링 또는 엔진 거어더 베어링과 같이 짧은 베어링의 경우에 길이방향의 압력분포는 비교적 평균적이지만 원주방향의 압력이 결코 평균적이지 않기 때문에 평균압력의 개념은 저어널 베어링의 압력을 예측하는데 적절하지 않다.

4.3.1 압착 압력 분포

정적인 압력을 예측하는 주된 이유는 정적인 압착 압력 분포(Static squeezing pressure distribution)는 현재 정렬된 축계가 정상적인 성능을 발휘할 수 있는가 예측하는 척도이기 때문이다.

즉 베어링과 프로펠러축과의 상대 경사도에 대한 설계기준이 모호하고, 설계기준이 존재하더라도 축계의 변형을 고려하지 못하는 경우가 대부분이므로 축계의 변형을 고려한 정적인 압력분포를 예측함으로써 축계가 초기에 정상적으로 정렬되었는지 판별할 수 있다. BV 는 압착 압력의 최대값을 100 bar 정도를 제시하고 있다. 압착 압력을 예측하는 방법으로서 Hertz 의 접촉이론을 일반적으로 적용하며 식 (1) ~ (5)와 같다. Fig. 5 는 아래의 식을 이용하여 계산된 베어링 압착 압력의 분포를 나타낸다.

- D_B : 베어링 내경 D_S : 추진축 외경
- E_B : 베어링 탄성계수 E_S : 추진축 탄성계수
- ν_B : 베어링 프아송비 ν_S : 추진축 프아송비
- P_U : 베어링에 작용하는 단위 길이당 하중
- y : 베어링을 중심으로 폭방향

$$R(\text{지름비}) = \frac{D_B \cdot D_S}{D_B - D_S} \tag{1}$$

$$A(\text{재료비}) = \frac{1 - \nu_B^2}{E_B} + \frac{1 - \nu_S^2}{E_S} \tag{2}$$

$$C(\text{접촉폭}) = 2 \sqrt{\frac{2}{\pi}} \sqrt{P_U \cdot A \cdot R} \tag{3}$$

$$\sigma_{\max}(\text{최대압력}) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \sqrt{\frac{P_U}{A \cdot R}} \tag{4}$$

$$\sigma(\text{압력}) = \sigma_{\max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{y}{0.5 \cdot C}\right)^2} \tag{5}$$

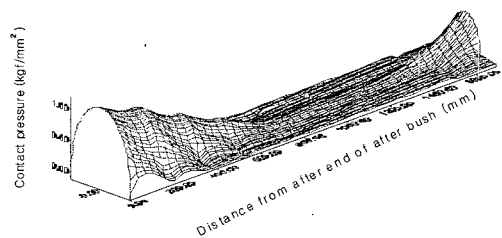


Fig. 5 An example of static squeezing pressure distribution

4.3.2 유막 압력 분포

선미관 내부의 윤활유는 프로펠러축과 저어널 베어링과의 마찰을 최소화하고 원활한 회전을 도와준다. 프로펠러가 회전하기 시작하면 프로펠러축과 저어널 베어링 사이에 적절한 두께의 유막(Oil film)이 형성되고 기계적 접촉(Boundary lubrication)이 아닌 유체적 접촉(Hydrodynamic lubrication)상태가 된다. 이러한 유체윤활 상태에서 유막이 적절한 압력을 유지하는 것은 정상적인 운항을 위해서 필수적이다.

레이놀즈(Reynolds)는 Navier-Stoke 방정식과 연속방정식(Continuity equation)으로부터 다음과 같은 윤활 지배방정식을 도출하였다(Hamrock 1994). 이 방정식을 레이놀즈 방정식(Reynolds equation)이라고 하며 Equation (6)와 같이 나타내어진다. 이 식의 좌측항을 Poiseuille 항이라하고, 우측 첫 항을 뺀기항(Physical wedge term), 우측 둘째 항을 압착항(Squeeze term)이라 하며 비압축성, 점성 불변, 강제 경계면을 가정한 식이다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (6)$$

위식에서 X 및 Z 는 베어링을 평면으로 전개하였을 경우 베어링의 원주 방향 및 길이 방향 좌표이고 p는 유막의 압력, h는 유막의 두께, η는 윤활유의 점도, U는 저어널과 베어링의 원주방향 상대 속도, t는 시간을 의미한다.

식(6)을 무한히 긴 베어링과 짧은 베어링으로 이상화하여 해석적 해를 구할 수 있다. 각각의 해를 Infinitely wide-journal-bearing solution 및 Short wide-journal-bearing solution 이라고 한다. 전자의 경우 지름 대 길이비(Diameter-to width ratio)가 0.5 보다 작은 경우에 유효하다. 지름 대 길이비는 저어널(축)의 지름을 베어링의 길이로 나눈 값을 의미한다. 상선의 경우 후부 선미관 베어링은 VLCC 의 경우 0.65 내외, 컨테이너선의 경우 0.5 내외이므로 비교적 긴 베어링이라고 볼 수도 있다. 후자의 경우 통상적으로 지름 대 길이비가 2 이상인 경우를 의미한다. 지름대 길이비가

1.8 정도되는 저어널 베어링에 대한 해를 절반 소머펠트(Half Sommerfeld) 경계조건을 이용하여 구하면 Fig. 6 과 같다.

Fig. 6 은 동일한 베어링 데이터에 대하여 편심률(Eccentricity ratio)의 크기에 따라 최소 유막 두께의 위치(Attitude angle)의 변화를 보여주며, 그에 상응하는 하중 지지 능력(Load carrying capacity)을 보여주고 있다. 이 그래프를 통하여 알 수 있는 사실은 동일한 조건 하에서 유막의 두께가 작아질수록 하중 지지 능력이 커진다는 점이다. 현재의 베어링 데이터를 수치해석을 통하여 이 그래프와 비교를 한다면 두개의 곡선 사이에 위치할 것이며 짧은 베어링 곡선에 근접할 것으로 추정된다.

레이놀즈 방정식을 풀기 위하여 전산유체역학(CFD)에서는 유한 차분법을 많이 사용하고 있지만 근래에는 유한요소법을 이용하여 베어링의 탄성 해석을 수행하기도 한다. 그러나 근간에 많이 수행되어지는 탄성유체 윤활해석도 압력분포를 구한 후 이에 대하여 탄성 변형 해석을 수행하기 때문에 엄밀한 의미에서 정확한 방법은 아니라고 판단된다. 유막의 압력 때문에 베어링 접촉면이 탄성 변형하고 이로 인하여 압력의 분포가 달라지기 때문이다. Fig. 7 은 편심된 저어널 베어링에 대한 수치해석을 통하여 유막 압력 분포를 해석한 예이다.

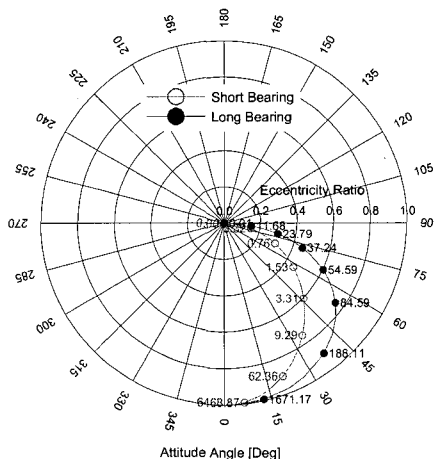


Fig. 6 Locus of shaft center for short and long bearing solution

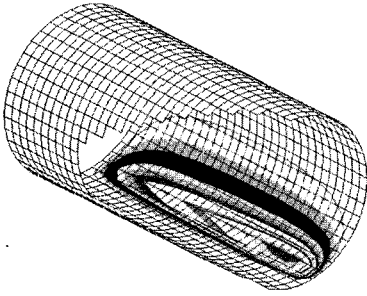


Fig. 7 . An example of oil film pressure distribution

4.4 설계 프로세스

탄성 축계정렬 설계 프로세스의 첫단계로서 선체를 유한요소 모델링하여 표준화된 각 하중조건에 대한 선체의 변형을 도출한다. 이 선체의 변형을 축계에 적용(매핑)하고 최적의 윤셋을 찾기 위한 축계정렬 해석을 수행한다. 예를 들어 이때 적용한 선체의 변형이 진수조건이라면 베어링 내부의 압착압력 계산을 수행하여야 한다. 이 압력이 설계 기준을 만족한다면 나머지 표준화 조건들에 대하여 선체변형을 축계에 매핑하고 진수조건에서도 도출한 윤셋을 부여하여 설계기준을 만족하는지 확인한다. 이때 나머지 조건이 항해조건이라면 운항해석을 수행하여 유막압력이 설계기준을 만족하는지 판단하여야 한다. 모든 조건을 만족하는 윤셋이 실선에 적용할 윤셋으로 결정되며 갭&색의 계산, 반력영향계수(RIN)의 계산 등이 수행된다.

5. 결론

(1) 축계에 작용하는 각종 외력이 축계정렬에 미치는 영향을 고찰하여 보았으며 선박의 운항조건을 축계정렬에 적용할 수 있는 현실적인 방안을 제시하였다.

(2) 각 선급별 축계정렬 설계기준을 조사하고 문제점을 지적하므로써 탄성 축계정렬의 필요성을 인식하였다.

(3) 고전적 축계정렬이 가정하는 유효지지점의 위험성에 대하여 정량적인 검증을 실시하였다.

(4) 탄성 축계정렬의 핵심 개념인 다점지지 비

선형 탄성 베어링 지지 시스템에 대한 소개를 하고, 탄성 축계정렬에 있어서 비선형 베어링 강성의 계산, 윤셋의 탐색, 엔진정렬의 수행 방법을 제시하였다.

(5) 탄성 축계정렬 설계 프로세스의 일부인 압착 압력 분포 및 유막 압력 분포 해석을 소개하였다.

(6) 선체변형을 고려한 비선형 탄성 다점지지 탄성 축계정렬 설계 프로세스에 대하여 개괄적인 소개를 하였다.

참 고 문 헌

- 김광석, 권용진, 강중규, 옥유관, 권순창, 2002, “ 스트레인 게이지를 이용한 선박 추진축계 베어링 반력 계측 시스템 개발, ” 대한조선학회 추계학술대회 논문집, pp. 413-416.
- 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.
- 전상명, 2003, 엔진 트라이볼로지, 북스힐.
- 전효중, 1986, 선박동력 전달장치, 태화출판사, pp. 271-307.
- ABS, 2003, Rules for Building and Classing Steel Vessels, Part4, Chapter3, Section2.
- 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
- 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.
- KR, 2003, Rules for Classification Steel Ships, Part5, Chapter3, Section3
- Lloyd, 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.



< 정 준 모 >



< 최 익 홍 >



< 신 상 훈 >