

2. 동력공학 특집기사

추진축계 횡진동과 축계 배치

Lateral Vibration and Shaft Alignment on the Propulsion Shafting System



김 정 렬
Jung-Ryul Kim
• 한국해양대학교 부교수

1. 서 론

추진축계 횡진동은 프로펠러의 질량과 축계를 지지하고 있는 베어링의 위치 및 강성이 진동특성을 좌우하므로 지지베어링의 지지상태는 매우 중요한 역할을 하게 된다. 지지베어링의 스프링상수와 감쇠계수는 지지하중에 의해 결정되므로 축계 배치 계산을 무시하고 횡진동을 계산하는 것은 불가능하다. 따라서 횡진동 계산에 앞서 축계 배치 계산을 실시해야 하며, 만약 이미 축계 배치 계산을 실시하여 최적 축계 배치가 이루어져 있으면 반드시 이들 값을 이용하여 지지베어링의 스프링상수나 감쇠계수를 계산해야 할 것이다.

2. 추진축계 횡진동 문제

2.1 횡진동 문제의 배경

선박의 추진축계에 발생하는 진동문제로서 디젤 엔진을 추진기관으로 할 경우 비틀림진동(torsional vibration), 종진동(axial vibration)과 종·비틀림 연성진동(axial-torsional coupled

vibration) 및 횡진동(lateral vibration)을 열거할 수 있다. 이 중에서 중소형 선박에서 문제가 되는 것은 주로 비틀림 진동과 횡진동이며, 대형선의 경우 종진동과 종·비틀림 연성진동이 여기에 추가된다. 실린더 수가 많은 대형 디젤 엔진을 채택하던 초기에는 종진동도 문제로 되었으나, 지금은 값싸고 성능 좋은 종진동 댐퍼가 개발됨으로서 이것의 장착이 표준화되어 거의 문제로 되지 않고 있다. 현재 중소형 선박에서 주로 다루고 있는 것은 비틀림 진동이고 횡진동을 비롯한 여타진동은 대체로 무시되고 있는 형편이다.

추진축계 횡진동은 프로펠러 축, 선미관 베어링, 선미관 밀봉장치 등의 사고 원인으로 되고 있다. 특히 발생하는 주요 사고로서는 선미관 베어링의 이상 마멸과 유 윤활식 선미관일 경우 기름의 누설과 시일의 손상 등이며, 경우에 따라서는 선체진동의 요인이 되기도 한다.

회전질량의 불평형에 기인하는 추진축계의 1차 고유진동수가 사용 회전수와 공진하는 문제는 옛날부터 연구되어 왔고, 고속함정이나 경비정과 같이 소형선으로서 상대적으로 고회출력을 요하는 선박의 경우 회전수가 높고 축의 지름

에 비하여 베어링간격이 길며 스트럿(strut)이나 보싱(bossing)에 의한 지지로 인하여 상대적으로 횡방향 지지강성이 낮은 선박의 경우 공진상태를 회피하도록 설계상의 배려가 이루어져 왔다.

그러나 일반 상선의 경우 회전수는 보통 200rpm 이하이므로 이와 같은 선박에서 프로펠러의 질량 불평형에 의한 1차 공진은 일어나지 않는 것으로 간주하여 주의를 기울이지 않았다. 어선의 경우 상선보다는 회전수가 높으나 일반적으로 축계의 지름에 비하여 축이 짧기 때문에 역시 횡진동 문제에 크게 관심을 기울이지 않았으나, 상선에 비해서는 횡진동의 1차 공진점이 사용회전수에서 발생할 가능성은 크다고 보아야 할 것이다.

제2차 세계대전 직후 추진축계의 절손 사고와 관련하여 추진축계 횡진동을 연구한 결과 선미의 불균일한 반류 속에서 작동하는 프로펠러의 유체역학적 작용에 의해 추진축계는 1회전 중 프로펠러의 날개수 차수(次數, order), 또는 그의 정수배 차수의 횡진동이 유기되며 이것과의 공진현상이 지적되었다.

1950년경 Panagopolos[1]는 미국의 전시표준선인 Liberty형 선박에서 자주 일어나는 축계 사고와 관련하여 추진축계 횡진동의 이론적 계산식을 발표하였다. 이것이 계기가 되어 이 문제에 관한 많은 연구가 이루어지게 되었으며, 그 중에서도 가장 주목할만한 것이 Jasper[2],[3]에 의한 일련의 연구이다. 이와 같은 연구결과로 횡진동의 고유진동수 계산식, 날개수 차수진동의 공진 회피에 대한 설계적 배려도 어느 정도 가능하게 되었다.

이 시대의 계산방법은 많은 가정을 포함하는 매우 간략화한 축계 모델에 대한 약산식이었다. 다만, 이 당시의 선체는 선미구조의 강성이 충분히 강했고 프로펠러에 의한 기진력도 크지 않았기 때문에 주목할만한 사고도 없어서 그 후의 연구는 별로 진전을 보지 못했다.

근년에 이르러 대형 고속 컨테이너선과 같은 고속출력선과 연안수송에 종사하는 고속 페리 등이 출현함에 따라 추진축계와 프로펠러가 상대적으로 크고 무거워졌으며 큰 마력을 흡수하기

위하여 프로펠러 날개수가 증가한데 반하여 선미구조의 강성(stiffness)은 상대적으로 저하하게 되었다.

그 결과로 날개수 차수의 공진회전수가 때때로 사용회전수까지 내려옴으로서 지금까지 권장기준으로 되어 있는 횡진동의 공진회전수에 대해 사용회전수를 120% 이상 유지하기가 곤란하게 되었다. 또한 최근의 고속출력선에서는 프로펠러의 기진력도 일반적으로 크기 때문에 비록 횡진동의 공진이 발생하지 않더라도 강제진동의 응답이 무시할 수 없을 정도로 크게 되기도 한다.

횡진동은 또한 선체의 수직방향, 또는 수평방향 진동을 유발하는 소위 bearing force를 일으키는 원인이 되기도 하므로 추진축계 횡진동 해석의 중요성은 한층 커지고 있다.

이와 같은 사실을 배경으로 해서 최근 각 방면에서 추진축계 횡진동의 연구가 매우 활발하게 행해지고 있으며, 많은 연구결과가 발표되어 왔다. 이들 대부분은 축계 단독 또는 선체구조와 결합한 계산 모델을 이용하고 있으며, 컴퓨터를 이용하여 이론적으로 엄밀한 계산방법을 개발하고 있다. 계산결과와 실측결과를 대비한 검토는 별로 많지 않으나, 실선 설계시 적용 가능할 정도로 점차 실제 값에 접근하고 있는 것 같다. 그러나 계산에 필요한 축계 구성요소의 특성을 추정하는데는 아직도 미지수가 너무나 많고 금후의 과제로 남겨져 있는 형편이다.

본고에서는 이러한 계산을 진행함에 있어 관련을 갖는 추진축계 요소의 중요 횡진동 특성에 관해서 간략히 설명하고자 한다.

2.2 추진축계 횡진동 계산방법

회전 또는 정지중인 회전축의 횡진동을 계산하는 방법에 관해서는 옛날부터 많은 사람들이 연구하여 왔다. 그러나 이들의 연구대상은 양단 단순 지지축이거나 부착된 회전체의 수가 매우 한정된 경우가 대부분이며 다점 지지축으로서 회전체의 수가 많은 경우에 대한 연구가 이루어지게 된 것은 비교적 최근의 일이다.

따라서 추진축계의 횡진동에 대해서도 이것을 단순화하여 지지점의 수를 한정하고 부착

회전체도 단일화하여 근사해를 구하는 방법이 오랫동안 이용되어 왔으며, 전체 축계에 대한 정밀해를 연구하기 시작한 것은 비교적 최근의 일이다.

축계 횡진동 계산에 이용되는 여러 가지 방법을 요약하면 다음과 같은 것들이 있다.

- (1) 횡진동 방정식에 의하는 방법
- (2) Rayleigh의 방법
- (3) Rayleigh-Ritz의 방법
- (4) Dunkerley의 방법
- (5) Prohl(또는 Myklestad)의 방법
(전달 매트릭스법+연속체)
(전달 매트릭스법+집중질량)
- (6) 영향계수법
(유한요소법+모드해석법)
(유한요소법+기계적 임피던스법)

이들 방법 중에서

(1)의 방법은 Newton의 운동법칙이나 Lagrange방정식을 이용하여 횡진동 방정식을 유도한 다음 이로부터 고유진동수를 구하는 방법이다. 수정Panagopulos의 식이나 Jasper의 식은 이러한 방법을 이용하여 방정식을 유도하고 있다.

(2)의 방법은 가장 고전적인 방법으로서 이 방법에 있어서는 어떤 변형(가능한 한 진동형에 일치하는 변형)을 가정한 다음, 계(system)는 이 변형을 진동모드로 하여 진동한다고 가정한다. 이 진동형에 대해 최대 운동에너지와 최대 변형에너지를 구한 다음 양자를 같다고 놓고 고유진동수를 구하는 방법이다.

Panagopulos는 지지점 둘레의 운동 에너지가 같다고 놓고 관계식을 구하고 있으나, 이 식은 이론적으로 엄밀성이 결여된 것으로 지적되었으며 후에 Hayama[4]에 의하여 이론적으로 결함이 없는 수정식이 발표되었다. Rayleigh의 방법으로 구한 고유진동수는 기본진동수에 한정되며, 그 값은 항상 실제 값과 같거나 높은 값이 구해진다.

또한 Jasper의 방법에서 축계의 등가 질량을 프로펠러에 가산하는 Jasper-Rayleigh의 방법도 있다.

(3)의 Rayleigh-Ritz의 방법은 변형을 1개 이상 채택함으로써 Rayleigh의 방법을 개량한 것인데, 이 방법에 의하면 가정한 진동형의 수만

큼 고유진동수를 계산할 수 있다. Rayleigh-Ritz의 방법에서도 구해진 고유진동수는 항상 실제와 같거나 큰 값으로 된다.

(4)의 Dunkerley의 방법은 역시 가장 낮은 근사 공진 진동수를 얻기 위하여 이용되는 방법중의 하나이다. 이 방법은 계의 단순한 요소에 대한 고유진동수를 기초로 하여 계 전체의 최저 고유진동수를 결정하게 된다.

Woytowich[5]는 추진축계의 횡진동 계산에서 있어서 Jasper의식에 Dunkerley의 식을 결합하여 보다 좋은 결과를 얻는 방법을 발표하고 있다.

(5)의 Prohl 또는 Myklestad의 방법은 근래에 와서 전달 매트릭스법으로서 널리 알려지고 있는 방법이다. 이 방법은 축계의 각 절편의 강성과 질량(질량관성모멘트) 등을 나타내는 상태치 매트릭스를 순차로 곱하여 줌으로써 축계의 한 끝에서의 힘, 모멘트, 질량, 관성모멘트, 각종 변위 등을 다른 끝의 그것들과 관계시킨다.

여기에도 두 가지 방법이 있는데, 한가지 방법은 각 절편을 분포질량으로 보는 경우와 절점에 질량을 집중시키고 절점 사이에는 질량이 없는 스프링으로 연결되었다고 보는 방법이다.

이 방법은 특히 작은 용량의 컴퓨터를 이용할 때 적합하며 고유진동수와 강제진동을 계산하는데 편리하게 이용할 수 있다. 또한 자이로 효과(gyro-effect) 등을 용이하게 반영할 수 있으나, 분지가 많은 축계 등에는 오히려 불편하고 적용하기 어려운 문제점이 있다.

(6)의 영향계수법은 영향계수를 구하는 방법에 따라 응력법, 또는 변위법이라고 부르기도 하는데, 이 방법들은 오늘날 여러 방면에서 응력해석이나 진동계산에 널리 이용되고 있는 유한요소법의 기초를 이루고 있다.

유한요소법은 복잡한 구조물의 응력해석이나 진동해석에 있어 가장 편리하고 강력한 도구가 되고 있으며 컴퓨터의 이용이 불가피하다.

축계의 횡진동 해석에 국한시킨다면 전달 매트릭스법과 유한요소법의 우열은 가리기 어려우며, 개인적 취향에 따라 이용 방법이 결정되는 경우가 많다. 다만, 앞서 지적한 바와 같이 전달 매트릭스법을 이용할 경우 분지계의 수용

이 복잡하고 어려운데 반해, 유한요소법을 이용할 경우에는 자이로 효과 등을 수용하는데 어려움이 있다.

컴퓨터 용량 문제는 해석범위를 추진축계 횡진동에 국한시킬 경우 오늘날의 PC 용량만으로도 충분하고 처리속도도 별로 차이가 없기 때문에 이 문제는 이미 우열을 판별할 기준으로 되지는 않는다.

2.3 추진축계 횡진동의 근사계산법

현재 일반적으로 이용되고 있는 근사 계산의 방법에는 Panagopulos의 식과 Jasper의 식이 있다.

(1) Panagopulos의 식

Panagopulos는 선미관 앞쪽의 베어링 지지를 무시하고 중간축 최후부 베어링 위치에서 추진축계가 고정되어 있는 것으로 모델링하고 있다. 따라서 횡진동 계산의 모델링에서 선미관 후부 베어링만을 지지점으로 고려하고 있다.

Panagopulos는 지지점을 중심으로 하여 굽힘진동의 운동에너지가 같게 된다고 보고 방정식을 유도하고 있는데, 발표 당시부터 수식의 이론적 엄밀성이 결여되어 있음이 지적되었다.

그러나 비록 이 식이 이론적 엄밀성은 가지고 있지 않지만, 추진축계의 횡진동을 계산할 경우에 포함되는 불확실성-가령 예를 들면 선미관 후부베어링의 유효 지지점의 위치, 베어링의 지지강성, 부가수 질량 및 부가수 질량관성 모멘트의 값 등은 아직 불분명한 경우가 많다.-이 밝혀지지 않는 한 아무리 물리적으로 엄밀한 식을 유도하더라도 실제와는 맞지 않게 되므로 보다 맞는 식을 택하는 것이 현실적이라는 인식이 아직도 이 식을 현장에서 이용하고 있는 이유 중의 하나이다.

(2) 수정 Panagopulos의 식

Panagopulos의 식을 물리적으로 엄밀하게 수정한 식을 수정 Panagopulos의 식이라 한다. 이 식에서는 운동에너지와 위치에너지가 바르게 평가되고 있으므로 물리적으로 올바른 식이다. 이 식이 올바르다는 것은 추진축계 횡진동에 관한 일반식으로부터 그의 특별한 경우로서 위

의 식이 유도된다는 사실에 의해서도 확인할 수 있다.

Panagopulos의 식이나 수정Panagopulos의 식으로 계산한 고유진동수는 추진축계 횡진동의 기본 고유진동수보다 일반적으로 낮은 값이 된다. 특히 최근에는 축계 배치(shaft alignment)계산을 실시하고 있기 때문에 선미관 선수축 베어링이 하중을 받도록 축계를 배치하는데, 이 계산에서는 선수축 선미관 베어링을 무시하므로 계산한 기본 고유진동수가 너무 낮게 될 가능성이 있다.

(3) Jasper의 식

Jasper의 식에서는 선미관의 후부에서 지지되고 중간축 최후부에서 고정되어 있다고 보고, 프로펠러에 단위 하중과 단위 모멘트가 작용할 경우에 대해 각종 영향계수를 구한 다음 이들을 이용하여 진동방정식을 유도한다.

그러나 최근에는 선미관 앞쪽 지지를 고려하고 중간축 최후부에서 지지된다고 보고 유도된 Jasper의 식도 소개되고 있다. 이 경우에 중간축 최후부 베어링의 상태를 완전고정 또는 단순고정의 어느 한가지로 선택할 수 있는데, 실제에 접근시키기 위하여 두가지 경우에 대해 계산을 실시하고 실제로는 그의 중간 상태로 보고 양자의 평균치를 이용하는 경우도 있다.

또한 이 식에서는 프로펠러의 자이로 효과를 고려하고 따라서 축의 정선회(forward whirling), 또는 역선회(reverse whirling) 등도 고려된다.

(4) Jasper-Rayleigh의 식

이것은 Jasper의 식 중 프로펠러의 질량에 축의 등가질량을 부가하여 고유진동수를 구하는 식이다. 일반적으로 Jasper의 식은 실제 값보다는 높은 값을 주는 것으로 평가되고 있다.

그 이유는 축의 질량을 무시하는 것과 지지점을 선미관 후부 베어링에 한정하고 강성지지로 보고 있는데 그 원인이 있다. 따라서 축의 등가질량을 프로펠러 질량에 합산하고 지지점을 선미관 전후부 베어링과 중간축 최후부 베어링으로 이동함과 동시에 선미관 후부 베어링은 탄성지지되어 있는 것으로 간주함으로써 실제에 매우 근접한 상태가 되고, 계산결과도 비

교적 양호한 값을 얻을 수 있다.

2.4 추진축계 횡진동의 정밀 계산법

(1) 전달 매트릭스법

추진축계의 정밀계산시 전달 매트릭스법을 이용할 경우 축계의 상하, 좌우 진동을 동시에 다룰 수 있으며, 또한 자이로 효과도 고려할 수 있게 된다. 이 경우에 지지 베어링의 스프링상수가 상하 좌우방향에서 같은 값일 경우 즉 등방성일 경우 축의 중심은 원의 궤적을 그리게 되고, 서로 상이할 경우 즉 이방성일 경우에는 타원을 그리게 된다.

일반적으로 프로펠러의 기진력, 감쇠력 및 지지 베어링의 스프링상수와 감쇠력은 전달 매트릭스법이나 유한요소법 모두 같은 형식의 값을 이용하므로 입력계산의 순서에는 별 차이가 없다.

(2) 유한요소법

이 방법을 이용할 경우 상하, 좌우 진동을 별도로 계산하게 된다. 또한 모드 해석법을 이용할 경우 먼저 자유진동 해석을 실시하고 그 결과를 이용하여 강제진동을 수행하게 된다.

자유진동 해석이 필요 없을 경우에 기계적 임피던스법을 이용하면 시간과 계산단계를 단축할 수 있으나, 통상적으로 진동의 특성은 자유진동 해석결과를 보고 음미할 수 있기 때문에 오히려 모드 해석법을 선택하는 것이 편리하고 합리적이다.

또한 고속선으로서 2축선 이상일 경우에는 축계는 보싱이나 스트럿으로 지지되는데, 이 경우에는 상하 좌우 지지 탄성에는 이들 보싱이나 스트럿의 강성을 무시할 수 없으므로 유한요소법 등으로 이들의 상하 좌우 지지강성을 구한 다음 지지 베어링의 강성에 합산할 필요가 있다.

2.5 추진축계 횡진동의 강제 감쇠진동 계산법

추진축계의 강제 감쇠 진동의 계산은 아직 일반화되지 못하고 있다. 그의 첫째 이유는 감쇠력과 기진력의 평가가 어렵기 때문이다.

(1) 횡진동의 감쇠

추진축계 횡진동의 감쇠력으로 생각할 수 있는 것은 대표적으로 프로펠러 감쇠(운활제 내에서 진동하는 프로펠러축의 감쇠도 여기에 포함된다)와 지지 베어링, 특히 선미관 지지부의 감쇠이다.

프로펠러 감쇠에 대해서는 Schwanecke[6]의 이론식을 이용할 수 있으며 지지베어링의 감쇠계수는 일반 미끄럼 베어링의 연구결과[7],[8]를 준용한다. 미끄럼 베어링의 감쇠에 대해서는 그의 유막 강성계수와 더불어 많은 연구결과가 발표되고 있는데, 결과는 대동 소이하다.

(2) 횡진동의 기진력

횡진동의 기진력으로서 가장 주목되는 것은 1차 기진력인데, 이것은 주로 프로펠러 질량의 불평형에 의해 야기된다. 따라서 이 기진력은 프로펠러의 제조기술과 축계배치에 따라 좌우된다. 축계는 일단 정확히 축중심을 취하고 있다고 보면 1차 기진력은 프로펠러 검사과정에서 확인되는 불평형의 상태로부터 추정할 수 있을 것이다.

한편 프로펠러의 유체역학적인 기진력으로도 고려해야 되는 외력은 프로펠러에 의한 변동 굽힘모멘트와 횡방향 변동력을 생각할 수 있으며 이들은 특히 짝수 날개 프로펠러보다는 홀수 날개 프로펠러에서 현저하다.

현재 선박 추진용 프로펠러로서 홀수 날개를 갖는 경우는 3, 5장의 날개를 갖는 경우이며 이중에서도 일반 상선용으로는 5장 날개가 가장 많이 이용된다고 볼 수 있을 것이다.

따라서 5장 날개 프로펠러의 기진력을 기준으로 하고 여타의 경우에는 이에 준하여 생각하면 좋을 것이다.

공표된 논문이나 실측 보고서 중에서 비교적 초기에 발표된 모형실험[9]에 의하면 5장 날개를 갖는 프로펠러의 경우 평균 토크에 대한 변동 굽힘모멘트의 비율은 수직 35.2%, 수평 25.9%를 얻고 있다. 또한 4장 날개에 대해서는 수직 24.1%, 수평25%를 얻고 있다.

실측[10]에 의한 결과의 일례를 보면 4장 날개는 수직5-11%(밸러스트 상태 25%, 수평1-

2%(밸러스트 상태 7%), 5장 날개의 경우 수직 23-25%, 수평 7-10%, 6장 날개의 경우 수직 5%, 수평 0.5%로 발표하고 있다.

이 외에도 상당히 많은 모형 실험 결과들 [11],[12]이 발표되고 있어 이들의 평균 값으로 계산이 어느 정도 가능함을 확인하였다.

3. 추진 축계의 배치(shaft alignment)

최상의 축계배치는 엔진의 안전한 운전을 위하여 매우 중요하며, 특히 이 문제는 기어장치를 갖는 축계에서 더욱 중요하다. 그러나 축계와 선체는 탄성변형을 일으키기 때문에 기준점이나 참조할 위치를 마련하여 훗날 축계의 배치상태를 검사하여 재조정하고자 할 때 이들 점이나 위치를 이용할 수 없는 것이 어려운 문제로 남아 있다.

옛날에는 축계를 모두 일직선상에 있도록 함으로써 모든 커플링·플랜지가 평행을 이루고 서로간에 어긋나지 않도록 배치하였다. 이것은 때때로 개개의 베어링에 대한 하중상태가 불균일하게 되어 결국 손상이 발생하였다.

대체로 1950년대 후반부터 미국 해군에서 축계배치 문제를 이론적으로 검토하게 되었고, 개개의 베어링에 대한 최적위치를 결정하는 축계배치이론이 정립되기 시작하였다. 이 후 점차 일반 선박으로 확대되었으며, 1960년대 후반부터 1970년대 초반에 걸쳐 활발한 연구가 전개되어 이론적인 확립을 보게 되었다[13],[14],[15],[16].

3.1 추진 축계 배치계산의 필요성과 목적

(1) 축계배치에 있어서의 문제점

선박에 있어서 추진축계는 디젤 주기관을 갖는 경우 크랭크축, 추력축, 중간축, 프로펠러축으로 구성되며, 경우에 따라서는 감속기어장치가 개입하게 된다.

이들 중 축계배치 문제와 가장 밀접한 관계를 갖는 것은 감속기어장치, 추력축을 포함하는 중간축, 프로펠러를 포함하는 프로펠러축 등이다. 이들이 축계배치와 관련하여 문제가 되는 것은

다음과 같은 것들이다.

① 감속기어 장치의 문제점 : 과거에는 주로 증기터빈에 국한되었으나, 최근에는 디젤기관에 있어서도 감속기어를 갖는 경우가 많아졌다.

감속기어 장치에 대한 문제는 기어 이빨면에 있어서 이빨과 이빨의 접촉이 불균일할 경우 접촉면에 손상을 일으키고 결국 이빨을 파손시킨다는 점이다. 따라서 이 부분에 있어서의 고장은 과도하거나 불균일하게 발생하는 기어 이빨면의 마멸, 이빨의 파손, 지나친 소음과 진동 및 너무 높거나 낮은 베어링 하중 등이다.

기어 제작자는 기어축 지지 베어링의 하중과 양쪽 베어링의 하중 차이를 제시해야 할 것이며, 이 하중 차이는 운전 중에 있어서도 합리적인 값이어야 할 것이다. 기어박스가 운전 중 어느 정도 팽창할 것인가는 해석적으로 결정할 수 없고 실험에 의해 결정되어야 할 것이다.

② 중간축의 문제점 : 이 부분에 있어서의 중요한 문제점은 중간축 베어링의 위치에 관한 것들이다. 이 부분에서 발생하는 사고로서는 베어링에 부하가 걸리지 않기 때문에 축이 베어링을 때린다든지 반대로 부하가 과대하게 되어 열이 발생한다든지 하는 문제이다.

이 부분의 베어링 배치에 대해서는 잘못된 설계지침이나 무의미한 설계방법이 취해지고 있는 일이 있는데, 예를 들면 다음과 같은 것들이다.

- (가) 각 축마다 두 개의 베어링을 배치하되 양쪽 끝의 커플링 변위가 자유상태에서 0이 되도록 한다(Airy point 지지)[13].
- (나) 중간축 베어링의 설치장소는 선박의 구조나 다른 기기의 배치에 지장을 주지 않도록 마련한다.
- (다) 각 축의 길이는 같게 하고 베어링 위치는 대칭이 되도록 한다.
- (라) 어떤 베어링, 가령 프로펠러축, 선미축 베어링(선미관 베어링)과 같은 것은 관습이나 규정(예를 들면 선급협회 규정)에 따라 배치한다.

이와 같은 사항들의 잘못된 축계 전체가 하나의 기능을 갖는 장치라는 것을 무시한데 있다. 이러한 지침에 따라 설계된 축계장치는 일반적으로 베어링수가 너무 많고, 그 결과 축계전체

는 매우 억제되며 각 베어링의 하중이 불균일하게 되기 쉬울뿐만 아니라 축계배치의 잘못에 대하여 매우 민감하게 된다.

③ 프로펠러축의 문제점 : 이 부분에 있어서의 중요한 문제점들은 주로 무거운 프로펠러에 의해 발생한다. 외팔보(cantilever) 상태의 프로펠러축 끝에 고정된 무거운 프로펠러에 의해 선미부 최후부 베어링에 과도한 부하가 걸리게 되고, 인접 베어링은 무부하 상태가 된다.

흔히 발생하는 고장들로서는 진동, 선미 패킹 글랜드의 과도한 누설, 선미관 베어링의 이상마멸 등을 들 수 있다.

프로펠러의 편심 추력도 이 부분에 영향을 미치게 되는데 이로 인한 굽힘모멘트가 추력의 중심위치에 따라 축의 굽힘모멘트를 증감시키게 된다. 불행하게도 이러한 사실들에 관해서는 아직도 불분명한 점들이 많아서 급후의 연구가 기대된다.

(2) 새로운 추진 축계의 배치문제

일반적으로 추진 축계는 모든 베어링에 의하여 일직선이 되도록 지지되며 현재도 이와 같은 방법이 가장 적절한 축계 배치상태로 채택되고 있다. 그러나 물위에 떠있는 선체는 온도의 변화, 출입거(出入渠), 적화상태, 노후(老朽) 등으로 변형을 일으키고, 이에 따라 축계 베어링의 위치도 변화를 일으킨다.

더구나 프로펠러축 베어링으로서 Lignum Vitae 베어링을 사용하는 경우에는 마멸에 따른 지지점의 변화가 크게 발생하게 된다. 그리고 이러한 경우에 발생하는 축계 상태변화는 단속적으로 발생하는 것이 아니고 자유곡선에 따라 일어나게 된다. 새로운 축계배치 이론은 이러한 자유곡선 현상에 기초를 두고 처음부터 장차 예상되는 여러 가지 변화에 대응할 수 있는 곡선상태로 축계를 배치하고자 하는 이론이다.

축계를 일직선상태로 배치하는 것도 일종의 자유곡선이라 생각할 수 있는데, 대개의 경우 이러한 직선배치에 있어서는 베어링의 하중배분이 고르지 않고 베어링의 상하, 또는 전후방향의 위치조절이 필요하게 된다. 즉, 어떤 베어링을 내리면 그 베어링의 하중은 감소하고 인접 베어링의 하중은 증가하게 된다. 이 때의 하중

변화량은 축의 강성과 베어링 상하방향 변화량, 베어링간의 거리에 따라 결정되며 이를 이론적으로 사전에 계산하고자 하는 것이다.

자유곡선배치설계의 목적은 잘못된 축계배치에 민감하지 않은 자연곡선을 취하도록 하는데 있다.

일반적으로 베어링의 수를 줄이고 베어링 간격을 크게 할수록 축계배치의 변화에 둔감하게 되어 축계는 안정하게 된다. 다만, 이 때에 선회 고유진동수가 낮아져서 선회진동의 발생이 쉽게 되고, 각 베어링에 걸리는 하중은 증가하게 되므로, 선회(whirling) 고유진동수가 사용회전수 이상이 되고 허용지지 하중 이내가 되도록 결정해야 할 것이다.

축계에 있어서 예상되는 여러 가지 변동상태에 대해 하중과 모멘트의 크기를 검토하고 언제나 안전한 범위 내에 있도록 설계단계에서 베어링의 상하와 길이방향의 위치 및 그 수를 결정해야 한다[17],[18],[19],[20],[21].

(3) 추진 축계 배치에 있어 고려할 사항

축계 배치에 있어서는 훗날 운전시에 발생하게 되는 다음과 같은 사항을 고려해서 수행해야 할 것이다[22].

- (가) 흘수(draft)나 항로의 변경에 따른 2중저(double bottom)의 변형
- (나) 정지상태와 운전상태간의 온도차이로 인한 디젤기관, 또는 터빈과 감속기어의 팽창
- (다) 정지상태의 축이 운전을 개시함으로써 축 중심위치가 변동하는 것
- (라) 프로펠러의 추력중심과 축계의 중심위치가 어긋남으로써 발생하는 추력에 의한 굽힘모멘트
- (마) 추진 축계에 축발전기를 설치하여 구동할 경우에는 발전기의 전자기저항에 의한 부가력
- (바) 베어링의 마멸(특히 해수 윤활 Lignum Vitae의 경우)
- (사) 축이나 프로펠러의 회전에 의한 불평형 관성력

그러나 위와 같은 사실을 고려함에 있어 다음과 같은 사항이 만족되어야 할 것이다.

- (가) 감속장치의 기어휠 양단 베어링에서 같은 베어링 반력을 갖도록 할 것.
(감속기어가 장비된 경우)
- (나) 모든 여타의 축계 지지베어링에서 같은 하중일 것.
- (다) 모든 운전조건 하에서 개개의 베어링 하중은 방향이 일정하고 크기가 불변일 것.
- (라) 가능한 한 최후부 선미관 베어링에서 하중의 분포가 균일할 것. 즉 모서리에 편중되지 않을 것.

감속기어장치를 갖는 터빈이나 디젤기관에서는 감속기어장치가 비교적 짧기 때문에 축계 중심선의 평균 기울기가 베어링 중심선에 평행하게 되도록 축계 지지대나 베어링 및 감속기어장치를 여기에 맞도록 낮추어서 배치할 수 있다.

그러나 저속 디젤기관은 상응하는 기울기를 갖도록 설치하기에는 너무나 길기 때문에 선미관 베어링을 경사지게 보링(boring)함으로써 베어링 면압을 균등하게 분포하도록 한다.

이 경우에 선미관 베어링을 상응하는 기울기를 갖도록 보링하거나 베어링 셸(bearing shell, 베어링 부쉬, bearing bush)의 외경을 상응하는 기울기가 되도록 가공한다. 후자의 방법은 기계공장에서 가공하므로 정확한 기계가공이 가능하기 때문에 바람직한 방법이다.

또한 종종 백색합금 베어링의 선미관에서 후부 1/3정도를 경사지게 보링 가공하기도 한다(부분경사 보링).

3.2 추진 축계 배치계산의 종류와 의미

(1) 축계의 합리적인 배치

축계의 합리적인 배치란 베어링 반력의 적절한 분배를 실현하기 위하여 수직, 수평면에서 기준선에 대하여 개개의 베어링을 적정위치에 배치함을 뜻한다[23].

- ① 1차적 탄성배치 : 축계만의 탄성을 고려한 축계 배치
- ② 2차적 탄성배치 : 베어링 재료와 베어링 지지대의 탄성까지 고려한 축계 배치
- ③ 정적배치 : 축이 정지상태에 있을 때의 축계 배치 상태로서 위의 탄성 외에 축, 프로펠러, 기

어, 크랭크축 등의 중량을 고려한 배치.

④ 정적 운전상태배치 : 축계, 베어링 재료, 지지구조물의 탄성 외에도 유막의 영향, 계에 작용하는 외력과 모멘트 및 중량 등을 고려한 축계 배치

⑤ 동적 배치 : 동적 기진력에 의한 축계의 진동응답까지 고려한 축계 배치

(2) 축계의 배치불량

수직, 수평면에 있어서의 배치불량으로서 축이 베어링에 대하여 기울어졌거나 비스듬하게 놓여진 상태로서,

① 정적 배치불량 : 축, 프로펠러, 기어, 크랭크축 등의 중량만을 고려한 정지상태에 대해 잘못된 배치한 경우

② 정적 운전상태의 배치불량 : 위의 경우에 더하여 유막의 영향과 계에 작용하는 외부의 힘과 모멘트의 평균치를 고려하여 주어진 운전상태에 대해 행한 배치 불량

③ 동적 배치불량 : 위의 경우에 더하여 동적 기진력에 대한 축계의 진동응답을 고려해서 행한 배치 불량 등이 있다.

(3) 베어링과 지지대

① 베어링과 지지대의 구별 : 지지대라 함은 선미부분의 철구조물과 결합되어 있는 선미관의 부쉬(bush)를 뜻한다. 축계배치 목적을 위하여 임시지지대가 또한 존재한다.

② 선미관의 경사 보링 : 합리적인 축계배치를 위하여 부쉬의 하우징 보링의 축심위치가 기준선에 대해 평행하지 않은 것

③ 부쉬의 경사 보링 : 부쉬의 길이방향에서 선미축의 저널과 부쉬의 작용면간에 가장 균등한 접촉상태를 실현하기 위하여 기준선에 대해 부쉬 작동면의 보링 축심위치가 평행하지 않은 것

(4) 축계 배치 방법과 점검

① 광선법(light line method) : 광학적인 장치로 베어링 중심의 어긋남을 점검하는 것

② 갭색법(gap and sag method) : 두 개의 이웃하는 커플링 플랜지의 편심과 벌어진 틈 등, 상대위치를 이용하여 축계 배치를 설정하거나 점검하는 방법

③ 잭업법(jack-up method) : 정적 반력, 즉 반력 영향계수(reaction influence number, RIN)를 실제로 계측함으로써 베어링의 정적 반력을 점검하는 방법

④ 굽힘모멘트법(bending moment method) : 축계 내에서 합리적으로 선택한 여러 위치에서 굽힘모멘트를 계측한 결과로부터 상당 베어링 지지대의 정적, 동적 반력치를 계산하는 방법

3.3 추진 축계 배치계산의 기준

추진 축계 배치계산의 기준에 대해서 자세히 설명하면 다음과 같다[24].

(1) 베어링 평균 면압 허용치(또는 기준치)

(가) 유유험식 선미관 후부 베어링 : 4~6 bar

(나) 유 유험식 선미관 전부 베어링 : 4~6 bar

(다) 해수 유험식 선미관 베어링 : 2~3 bar

(라) 중간축 베어 : 5~6 bar

(강제 급유 방식 : 7 bar)

(마) 감속기어장치 대기어의 선수축, 선미축 베어링 : 10 bar

(2) 선미관 후부 베어링 후단부 하중의 완화

경사 보링(slope boring), 또는 경사배치(slope alignment)에 의한 대처방안이 널리 이용되고 있는데, 구체적인 최적조건으로서는 다음과 같은 것들이 있다.

(가) 선미관 후부 베어링 후단에서 베어링과 축의 상대적 경사를 최소로 한다.($2 \sim 3 \times 10^{-1}$ 이하)

(나) 선미관 후부 베어링의 후단과 전단에 하중을 배분한다고 보고 그 차를 최소로 한다.

(다) 선미관 후부 베어링의 대표지점의 반력을 최소로 한다.

(라) 선미관 후부 베어링 후단부근에 부분경사(partial slope)로 한 부분에 스프링 지점을 수 개 배치하고 그의 반력을 균등화하는 것도 아울러 생각한다.

(3) 축의 휘임 응력 허용치(또는 기준치)

(가) 프로펠러 축 : $15 \sim 25 \text{ N/mm}^2$

(나) 중 간 축 : $10 \sim 25 \text{ N/mm}^2$

(다) 추 력 축 : 20 N/mm^2

(4) 감속기어장치 기어휠 선수미축 베어링의 하중차

기어 휠(기어축 포함)의 중량의 20% 정도 이하(온태시(溫態時))

(5) 저속 디젤 주기관에 대한 제한 조건

저속 디젤기관에 대해 일반적으로 생각하고 있는 제한조건은 다음과 같다.

(가) 추력 베어링, 메인 베어링 면압 :

약 20 bar이하

(나) 크랭크축 디플렉션(deflection) :

$$\frac{s}{500} \times \frac{s}{500} \text{ 이하 (s : 행정)}$$

축계배치 계산은 크랭크 축계와는 별도로 행하므로 크랭크축 디플렉션은 축계 배치계획의 직접적인 제한조건이 되지는 않는다.

갭과 색(gap and sag)에 의한 축계 배치조정과 디플렉션 조정은 병행하여 행하나 크랭크 축계의 구조가 복잡하여 이론적으로 계산한 값과 잘 맞지 않기 때문에 특히 크랭크 축계까지를 포함하는 축계 배치계산은 행하지 않고 있다.

다만, 최근에 이르러 대출력 엔진을 탑재한 선박의 경우 실린더수가 많고 따라서 엔진의 길이가 길게됨으로써 선체 변형의 영향을 받게되므로 점차 선체 변형에 따른 엔진의 변형, 나아가서는 크랭크 축계의 변형까지도 고려하는 축계 배치 계산을 요구하는 경향이 있다.

따라서 이러한 요구조건과 맞물려 선박의 크거나 적하 상태에 따르는 기관실 부근의 선체변형을 확인하는 연구가 행하여지고 있으며 일부 선급에서는 별표와 같이 선체변형까지를 축계배치계산에 도입할 것을 요구하기도 한다.

(6) 경사 보링(slope boring)의 기준

일부 선급협회의 경사 보링 권장기준을 보면 다음과 같다.

(가) $A \leq 0.5S$: 경사 보링이 필요 없다.

(나) $0.5S < A \leq S$: 경사 보링을 추천할 만 하다.

(다) $A > S$: 경사 보링이 필요하다.

여기서, A는 베어링 전장에 걸친 축의 평균 각변위이며, S는 베어링 · 저널 지름 간격을 베어링 길이로 나눈 값이다.

3.4 추진 축계 배치 규정에 관한 주요 선급별 비교

표 1은 현재 몇몇 선급에서 취하고 있는 규정을 비교해 보인 것이다. 여기서 특히 주목해야

할 점은 영국선급(LR)에서 규정하고 있는 동적 배치 해석(dynamic alignment analysis), 선체변형 고려(hull deflection required) 및 베어링 마모량(bearing wear down) 고려 등이다.

표 1. 추진 축계 배치에 관한 각 선급별 기준

항 목 \ 선급명	ABS	BV	DNV	LR
규정 항목 목차	2001년판(Pt 4, Ch 3, Sec 2, Par 7.3)	2000년판(Pt C, Ch 1, Sec 8, Par 3.3)	2001년판(Pt 4, Ch 4, Sec 1F, Par 400)	2000년판(Pth 8, Sec 5)
배치 계산 제출 내용	감속치차, PTO, 경사보링	터빈구동, 직결디젤엔진, 편심베어링, 특수 배치	감속치차, 직결디젤엔진, 외부모멘트에 민감한 추진장치	감속치차불이 엔진, 치차불이 다기엔진, 단일 베어링축계
배치 계산 고려 내용	온냉간 상태, PTO에 의한 힘	온간, 정적, 동적 거동	언급 없음	베어링열팽창,부력영향, 선체변형,치차의 힘,다기엔진,프로펠러편심력,베어링수평력,베어링 마멸
배치 계산 출력 내용	모든작동상태의 베어링하중,정의 베어링하중,전단력과 굽힘모멘트	베어링 반력,전단력과 굽힘모멘트, 샐과 갭,또는 샐 하중,배치과정의 지침	언급 없음	영향계수,프로펠러 편심추력,경사보링 상세, 굽힘모멘트와 전단력 제한치, 예상 마모량배려
계측 상황	검사관입회필요	필요 함	검사관입회필요	검사관 입회 필요
경사 보링 문제	언급 없음	좌 동	좌 동	상대적 경사 3×10^{-4} rad <
해수 윤활 베어링	축지름 4배	좌 동	좌 동	좌 동
합성 수지 베어링	축지름 2배	좌 동	좌 동	언급 없음
	면압 < 0.6N/mm ² 이면 축지름의 1.5배	좌 동	좌 동	언급 없음
백색 합금 베어링	축지름의 2배	좌 동	좌 동	좌 동
	면압 < 0.8N/mm ² 이면 축지름의 1.5배	좌 동	좌 동	좌 동
최대 허용 중간 축 베어링 하중	언급 없음	좌 동	좌 동	하중≤(제작자 허용치의 0.8배)
최소 허용 하중 (입의 베어링)	언급 없음	좌 동	좌 동	좌 동
동적 배치 해석	언급 없음	필요	언급 없음	필요
선체 변형 고려	명시하지 않음	언급 없음	명시하지 않음	필요 함
베어링 마모 고려	언급 없음	좌 동	좌 동	필요 함
베어링 2점 지지	언급 없음	필요 함	언급 없음	좌 동

참 고 문 헌

- [1] Panagopolous E., Design-Stage Calculations of Torsional, Axial and Lateral Vibrations of Marine Shafting, Trans. SNAME, Vol. 58, pp. 329-384, 1950.
- [2] Jasper N. H., A Theoretical Approach to the Problem of Critical Whirling Speeds of Shaft-Disk Systems, DTMB Report 890, 1954.
- [3] Jasper N. H., A Design Approach to the Problem of Critical Whirling Speeds of Shaft-Disk Systems, DTMB Report 890, 1954.

- [4] Hayama S., A Consideration on the Lateral Vibrations of Propeller Shafting-Modified Panagopolous Equation-, J. of the MESJ, Vol. 9, No. 5, pp. 51-56, 1974.
- [5] Woytowich R., Calculation of Propeller Excited Whirling Critical Speeds, J. of the Ship Research, Vol. 23, No. 4, pp. 235-241, 1979.
- [6] Schwanecke H., Gedanken zur Frage der hydrodynamischerregten Schwingungen der Propellers und Wellenleitung, STG-Jahrbuch, B. 57, S. 252, 1963.
- [7] 中川榮一, 青木 弘, ジャ-ナル軸受で支持された回轉軸系の振動, 潤滑, 第13卷 第3號, pp. 117-125, 1968.
- [8] Richard E. Booser, Hand book of Lubrication Vol. 2, CRC Press Inc., pp. 441-443 1984.
- [9] Manene J. D. von, Wereldsma R., Propeller Excited Vibratory Forces in the Shaft of Single Screw Tanker, ISP Vol. 7 No. 73, pp. 371-387, 1960.
- [10] Tondorf J., Erschuterungen des Schiffs durch seinen Antrieb, HANSA 115 Jahrgang, Nr. 6, S. 491-496, 1978.
- [11] Hyrarides S., Wake Field Harmonics and Shaft Vibrations, ISME Tokyo '83, pp. 679-689, 1983.
- [12] Vedeler B., On Stresses and Failures in Propeller Dhafft of Single Screw Vessels, European Shipbuilding No. 2, pp. 32-46, 1962.
- [13] Korsib R. E., Francis J. J. and Woolacott R. A., New England Section, SNAME, 959, 1.
- [14] Antkowiak E. T., Development Report R-11, Boston Naval Shipyard, 1957.
- [15] Anderson H. C. and Zrodowski J. J., Trans. SNAME, Vol. 67, p. 449, 1959.
- [16] Michell R., Naval Engineers Journal, p. 153, 1959. 2.
- [17] Lehr W. E. and Parker E. L., Trans. SNAME, Vol. 69, p. 555, 1961.
- [18] Graeme M., Naval Engineers Journal, p. 851, 1964.
- [19] Markil W. D. and Mann G., Propulsion Shafting Arrangement and Alignment, Thesis MIT, 1960.
- [20] Smith W. G., Development in Shaft Alignment Practice, BSRA, Rep. No. 17, 1970.
- [21] Graeme M., Naval Engineers Journal, p. 117, 1965.
- [22] Meier-Peter H., HANSA, Jahrgang 122, Nr. 5, S. 351, 1985.
- [23] ICMES-TC6, Proposal on Standardization in Nomenclature and Symbols in Ship Propulsion Shaft Alignment, 1982, 10.
- [24] 이세창 · 김중현, 한국박용기관학회지, 제4권 제2호, p. 24, 1980.