

# 추진 축계의 횡 진동 문제

전 호 중/한국해양대학교 명예교수

## 1. 횡 진동 문제의 배경

선박의 추진 축계에서 발생하는 진동 문제로 서 비틀림 진동, 종 진동과 종 비틀림 연성진동 및 횡 진동을 열거할 수 있다.

이 중에서 중소형 선박에서 문제로 되는 것은 주로 비틀림 진동과 횡 진동이며 종 진동과 종 비틀림 연성진동은 거의 문제로 되는 일은 없다.

중소 선박에서 현재 주로 다루고 있는 것은 비틀림 진동이고 횡 진동은 대체로 무시되고 있는 형편이다.

그러나 추진 축계 횡 진동은 프로펠러 축, 선미관 베어링, 선미관 밀봉장치 등의 사고 원인으로 되고 있으며 특히 선미관 베어링의 이상 마멸과 유 윤활식 선미관일 경우 기름의 누설과 시일의 망실 등이 중요 사고이고 경우에 따라서는 선체진동의 요인이 되기도 한다.

회전질량의 불평형에 기인하는 추진 축계의 1차 고유진동수가 사용 회전수와 공진하는 문제는 옛날부터 연구되어왔고 고속함정이나 경비정과 같이 소형선으로서 상대적으로 고출력을 요하는 선박의 경우 회전수가 높고 축의 지름에 비하여 베어링간격이 길며 스트럿트나 붓싱에 의한 지지로 상대적으로 횡 방향 지지강성이 낮은 선박의 경우 공진 상태를 회피하도록

설계상의 배려가 이루어져 왔다.

그러나 일반 상선의 경우 회전수는 100~200rpm정도이고 이와 같은 선박에서 프로펠러의 질량 불평형에 의한 1차의 공진은 일어나지 않는 것으로 보고 주의를 기울이지 않았다.

어선의 경우 상선보다는 회전수가 높으나 일반적으로 축계의 지름에 비하여 축이 짧기 때문에 역시 횡진동 문제에 크게 관심을 기울이지 않았으나 상선에 비하여서는 횡 진동의 1차 공진점이 사용회전수에서 발생할 가능성은 크다고 보아야 할 것이다.

제2차 세계대전직후 추진 축계의 절손 사고와 관련하여 추진 축계 횡 진동의 연구가 진행된 결과 선미의 불 균일한 반류속에서 작동하는 프로펠러의 유체역학적 작용에 의하여 추진 축계는 일 회전중 프로펠러의 익수차(翼數次), 또는 그의 정수 배수차의 횡 진동이 유기되며 이것의 공진 현상이 지적되었다.

1950년경 Panagopoulos[1]는 미국의 전시 표준선인 Liberty형 선박에서 자주 일어나는 축계 사고와 관련하여 추진 축계 횡 진동의 이론적 계산식을 발표하고 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 횡 진동의 고유진동수

계산식, 익수차 진동의 공진 회피에 대한 설계적 배려도 어느 정도 가능하게 되었다.

이 시대의 계산방법은 많은 가정을 포함하는 매우 간략화 된 축계 모델에 대한 약산 식이었다.

다만, 이 당시의 선체는 선미구조의 강성이 충분히 완강하고 프로펠러에 의한 기진력도 별로 크지 않았기 때문에 주목할만한 사고도 없었고 그후의 연구도 별로 진전을 보지 못하였다.

근년에 이르러 대형 고속 컨테이너 선과 같은 고출력 선과 연안 수송에 종사하는 고속 페리 등이 출현함에 따라서 추진 축계와 프로펠러가 상대적으로 크고 무거워졌으며 큰 마력을 흡수하기 위하여 프로펠러 날개수가 증가한데 반하여 선미구조의 강성은 상대적으로 저하하게 되었다.

그 결과로 익수차의 공진회전수가 때때로 사용회전수까지 내려옴으로서 지금까지 권장기준으로 되고 있는 횡 진동의 공진회전수의 사용회전수 120%이상 유지가 곤란하게 되었다.

또한, 최근의 고출력 선에서는 프로펠러의 기진력도 일반적으로 크기 때문에 비록 횡 진동의 공진이 일어나지 않더라도 강제진동의 응답이 무시할 수 없을 정도로 크게되기도 한다.

횡 진동은 또한 선체의 수직방향, 또는 수평방향 진동을 유발하는 소위 bearing force를 일으키는 원인이 되기도 하므로 추진 축계 횡 진동 해석의 중요성은 한층 커지고 있다.

이와 같은 사실을 배경으로 해서 최근 각 방면에서 추진 축계 횡 진동의 연구가 매우 활발하게 행하여지고 있으며 연구결과가 많이 발표되어 왔다. 이들의 대부분은 축계 단독, 또는 선체구조와 결합한 계산 모델을 이용하고 있으며 전자계산기를 이용하여 이론적으로 엄밀한 계산방법을 개발하고 있다.

계산결과와 실측 결과를 대비한 검토는 별로 많지 않으나 실선의 설계에서 적용 가능할 정도로 점차 실제 값에 접근하고 있는 것 같다. 그러나 계산에 필요한 축계 구성요소의 특성을 추정하는데는 아직도 미지수가 너무나 많고 금후의

과제로서 남겨져 있는 형편이다.

본고에서는 필자가 최근에 행한 연구결과를 이용하여 실측결과가 있는 수건의 추진 축계에 대하여 여러 가지 근사 계산법을 적용시키고 가장 신뢰할만한 결과를 주는 근사 계산법과 필자가 독자적으로 개발한 정밀계산법의 개요와 계산결과를 소개하고자 한다.

또한 이러한 계산을 진행함에 있어 관련을 갖는 추진 축계 요소의 중요 횡 진동 특성에 관하여서도 간략히 설명하고자 한다.

## 2. 추진 축계 횡 진동의 계산 방법

회전, 또는 정지중인 회전축의 횡 진동을 계산하는 방법에 관하여서는 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 이루어 지게된 것은 비교적 최근의 일이다. 따라서 추진 축계의 횡 진동에 대하여서도 이것을 단순화하여 지지점의 수를 한정시키고 부착회전체도 단일화하여 근사해를 구하는 방법이 오랫동안 이용되어 왔으며 전체 축계에 대한 정밀해가 연구되기 시작한 것은 비교적 최근의 일이다.

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

- (1) 횡 진동 방정식에 의하는 방법
- (2) Rayleigh의 방법
- (3) Rayleigh-Ritz의 방법
- (5) Dunkerley의 방법
- (6) Prohl(또는 Myklestad)의 방법  
(전달 매트릭스법 + 연속체)  
(전달 매트릭스법 + 집중 질량)
- (7) 영향계수법  
(유한 요소법 + 모드 해석법)  
(유한 요소법 + 기계적 임피던스법)

이들 방법 중에서

- (1)의 방법은 Newton의 운동 법칙이나

Lagrange의 방정식에 의하여 횡진동 방정식을 유도한 다음 이로부터 고유진동수를 구하는 방법이다.

수정Panagopulos의 식이나 Jasper의 식은 이러한 방법에 의하여 방정식을 유도하고 있다.

(2)의 방법은 가장 고전적인 방법으로서 이 방법에 있어서는 어떤 변형(가능한 한 진동형에 일치하는 변형)을 가정한 다음 계는 이 변형을 진동 모드로 하여 진동한다고 가정한다. 이 진동형에 대하여 최대 운동에너지와 최대 변형에너지를 구한 다음 양자를 같다고 놓고 고유진동수를 구하는 방법이다.

Panagopulos는 지지 점 둘레의 모멘트가 같다고 놓고 관계식을 구하고 있으나 이 식은 이론적으로 엄밀성이 결한 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 구하여 진다.

(3)의 Rayleigh-Ritz의 방법은 변형을 1개 이상 채택함으로써 Rayleigh의 방법을 개량한 것이며 이 방법에 의하면 가정한 진동형의 수만큼 고유진동수를 계산할 수 있다. Rayleigh-Ritz의 방법에서도 구하여진 고유진동수는 항상 실제와 같거나 큰 값으로 된다.

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

Woytowich[5]는 추진 축계의 횡진동 계산에서 있어 Jasper의 식에 Dunkerley의 식을 결합하여 보다 좋은 결과를 얻는 방법을 발표하고 있다.

(5)의 Prohl, 또는 Myklestad의 방법은 근래에 이루어 전달 매트릭스 법으로서 널리 알려지고 있는 방법이다.

이 방법은 축계의 각 절편의 강성과 질량(관성질량 모멘트) 등을 나타내는 상태치 매트릭스

를 순차로 곱하여 줌으로써 축계의 한 끝에서의 힘 모멘트, 질량, 관성 모멘트, 각종 변위 등을 다른 끝의 그것들에 관계짓는다.

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

이 방법은 특히 소용량의 전자계산기를 이용하는데 적합하며 고유진동수 계산과 강제진동 계산에 편리하게 이용할 수 있다. 또한 차이로 효과 등을 용이하게 반영할 수 있으나 분지가 많은 축계 등에는 오히려 불편하고 적용하기 어려운 문제점이 있다.

(6)의 영향계수법은 영향계수를 구하는 방법에 따라 응력법과 변위법이라 불리어지기도 하는데 이 방법들은 오늘날 여러 방면에서 응력 해석이나 진동계산에 널리 이용되고 있는 유한요소법의 기초를 이루고 있다.

유한요소법은 복잡한 구조물의 응력 해석이나 진동해석에 있어 가장 편리하고 강력한 도구가 되고 있으며 전자계산기의 이용이 불가피하다.

축계의 횡진동 해석에 국한시킨다면 전달 매트릭스 법과 유한요소법의 우열은 가리기 어려우며 개인적 취향에 따라 이용 방법이 결정되는 경우가 많다.

다만, 앞서 지적한바와 같이 전달 매트릭스 법에 의할 경우 분지계의 수용이 복잡하고 어려워지는데 반하여 유한요소법에 의하면 차이로 효과 등을 수용하는데 어려움이 있다.

계산기 용량 문제는 문제를 추진 축계 횡진동에 극한 할 경우 오늘날의 PC용량만으로도 충분하고 처리속도도 별 차이가 없기 때문에 이 문제는 이미 우열을 판별할 기준으로 되지는 않는다.

### 3. 추진 축계 횡진동의 근사 계산법

현재 일반적으로 이용되고 있는 근사 계산의 방법에는 Panagopulos의 식과 Jasper의 식이

있으며 이들 두 가지 식을 다음에 소개한다.

(1) Panagopoulos의 식

$$f_p = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{EI}{A+B+C}} \quad (cpm)$$

$$A = I_d \left( b + \frac{l}{3} \right) \quad (1)$$

$$B = mb^2 \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right)$$

$$C = u \left( \frac{b^4}{8} + \frac{lb^3}{9} + \frac{7l^2}{360} \right)$$

$EI$ : 축의 휨 강성

$I_d$ : 프로펠러의 공기중 직경 둘레 관성 모멘트(부가수 효과로서 공기중 값의 60% 포함)

$b$ : 프로펠러부터 후부 선미관 지지점까지의 거리

$l$ : 후부 선미관 지지점부터 중간축 최후부 베어링까지의 거리

$m$ : 프로펠러 질량(부가수 효과로서 공기중 값의 30% 포함)

$u$ : 축의 단위 길이 당 질량

위의 식은 앞서 지적한 바와 같이 이론적 엄밀성을 결하고 있으나 추진 축계의 횡 진동을 계산하는 경우에 포함되는 불확실성 -가령 선미관 후부베어링의 유효 지지 점의 위치, 베어링의 지지강성, 부가수 질량 및 부가수 질량 관성 모멘트의 값 등은 아직 불명한 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 이유중의 하나이다.

(2) 수정 Panagopoulos의 식

$$f_{mp} = \frac{\pi}{30} \sqrt{\frac{EI(b+l/3)}{A+B+C}} \quad (cpm)$$

$$A = I_d \left( \frac{b+l}{3} \right)^2 \quad (2)$$

$$B = mb^2 \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right)^2$$

$$C = u \left( \frac{b^5}{20} + \frac{lb^4}{12} + \frac{l^2 b^3}{27} + \frac{2l^5}{945} \right)$$

위의 식을 수정Panagopoulos의 식이라 하며 사용한 기호의 뜻은 (1)식과 같다.

이 식에서는 운동에너지와 위치에너지가 빠르게 평가되고 있으므로 물리적으로 올바른 식이다. 이 식이 올바르다는 것은 추진 축계 횡 진동의 일반식으로부터 그의 특별한 경우로서 위의 식을 유도할 수 있다는 사실에 의하여서도 확인할 수 있다.

(1)식과 (2)식으로 계산된 고유진동수는 추진 축계 횡 진동의 기본 고유진동수를 주게 되는데 일반적으로 낮은 값으로 된다.

특히 최근에는 축계 배치계산을 실시하고 있기 때문에 선미관 선수축 베어링이 하중을 받도록 축계가 배치되고 따라서 선수축 선미관 베어링을 무시하는 이 계산으로 얻어지는 결과는 너무나 낮게 될 가능성이 있다.

(3) Jasper의 식

각속도  $\Omega$ 로 시계방향으로 회전하고 있는 추진축을 생각한다.

프로펠러의 평형위치  $O_{po}$ 를 통하고 선수 방향으로  $x$ 축, 우현 방향으로  $y$ 축, 수직 방향으로  $z$ 축을 취한다.

지금 선미의 불 균일한 반류 중을 회전하는 프로펠러 날개에 작용하는 유체역학적 힘의 변동에서 생기는 힘과 모멘트, 즉 프로펠러 기진력을 생각하면 이 기진력의 진동수는 날개 수  $\times$  회전수 및 그의 정수 배로서 소위 blade frequency로 된다. 이 경우에 고유진 동수는 다음 식으로 구하여진다.

$$p^2 = A \pm \sqrt{\frac{A^2 - 4B}{2B}}$$

$$A = am + \gamma G \quad (3)$$

$$B = mG + (\alpha\gamma - \beta^2)$$

$$\Omega/p = 1/j = h, I_p/I_d = K, G = I_d(1 - Kh)$$

$p$ : 고유 각 진동수

$\alpha$ : 프로펠러의 평형위치에서 단위 힘을 가하였을 경우의 휨(영향계수)

$\beta$ : 프로펠러의 평형위치에서 단위 힘을 가하였을 경우의 휨 각

$\gamma$ : 프로펠러의 평형위치에서 단위 모멘트를 가하였을 경우의 휨 각

$m$ : 프로펠러 질량(부가수 15% 포함)

$I_p$ : 프로펠러 극 관성 모멘트(부가수 25% 포함)

$I_d$ : 프로펠러 직경 관성 모멘트(부가수 60% 포함)

$j$ : 축 1회전 당 진동수

위의 식을 Jasper의 식이라 하며  $\alpha, \beta, \gamma$  등 영향계수는 지지조건에 따라 여러 가지 값을 취할 수 있으며 본 연구에서는 선미관 후부베어링은 단성 지지로 보고 선미관 전부 베어링과 중간축 최후부 베어링은 강성 지지로 보았으며 지지단이 자유일 경우와 고정일 경우에 대하여 영향계수를 구하여 계산하고 이들 결과의 평균치를 취하였다.

#### (4) Jasper-Rayleigh의 식

이것은 Jasper의 식중 프로펠러의 질량에 축의 등가질량을 부가하여 고유진동수를 구하는 식이다.

일반적으로 Jasper의 식은 실제의 값보다는 높은 값을 주는 것으로 평가되고 있다. 그 이유는 축의 질량을 무시하는 것과 지지점을 선미관 후부 베어링에 한 장하고 강성지지로 보고있는데 그 원인이 있다. 따라서 축의 등가질량을 프로펠러 질량에 합산하고 지지점을 선미관 전후부 베어링과 중간축 최후부 베어링으로 이동하는 동시에 선미관 후부 베어링을 단성지지 하는 것으로 간주함으로써 실제에 매우 접근한

상태로 되고 계산결과도 비교적 양호한 값으로 된다.

## 4. 추진 축계 횡 진동의 정밀 계산법

### (1) 전달 매트릭스법

추진 축계의 정밀계산에 이용되는 전달 매트릭스법에 의할 경우 축계의 상하, 좌우 진동을 동시에 다루게 되며 또한 차이로 효과를 고려하게 된다.

이 경우에 지지 베어링의 스프링 상수가 상하 좌우방향에서 같은 값일 경우, 즉 등방성일 경우에는 축의 중심은 원의 궤적을 그리게 되고 서로 상이할 경우, 즉 이방성일 경우는 타원을 그리게 된다.

일반적으로 프로펠러의 기진력, 감쇠력 및 지지 베어링의 스프링 상수와 감쇠력은 전달 매트릭스 법이나 유한 요소법 모두 같은 형식의 값을 이용하므로 입력계산의 수순에는 별 차이가 없다.

### (2) 유한 요소법

이 방법에 의할 경우 상하, 좌우의 진동 계산을 별도로 계산하게 된다. 또한 모드 해석법을 이용할 경우 먼저 자유진동 해석을 실시하고 그 결과를 이용하여 강제진동을 수행하게 된다.

자유 진동해석이 필요없을 경우 기계적 임피던스법을 이용하면 시간과 수순을 단축할 수 있으나 통상 자유진동해석의 결과를 보고 진동의 특성을 음미할 수 있기 때문에 오히려 모드 해석법을 선택하는 것이 편리하고 합리적이다.

또한 고속 선으로서 2축선 이상일 경우에는 축계가 붓싱이나 스트럿트로 지지되며 이 경우에는 상하 좌우 지지 단성에는 이들 붓싱이나 스트럿트의 강성을 무시할 수 없으므로 유한 요소법 등으로 이들의 상하 좌우 지지 강성을 구한 다음 지지 베어링의 강성에 합산할 필요가 있다.

## 5. 추진 축계의 횡 진동 특성

〈표1〉 프로펠러 부가수  
(공기중 값의 %)

순서	가명	횡진동 질량	극관성 모멘트	직장관성 모멘트
1	Panagopulos	30	-	60
2	Jasper	10	25	50
3	Volcy	20	-	67
4	Toms	15	25~30	60
5	Schwanecke	17	27	123
6	수정Schwanecke	15	18	77
7	적용치	15	25	60

### (1) 추진 축계 횡 진동과 축계 배치

추진 축계 횡 진동은 축계의 지지 베어링 강성이 진동 특성을 좌우한다. 따라서 지지 베어링의 지지 상태는 매우 중요한 역할을 하게 된다. 지지 베어링의 스프링 상수와 감쇠 계수는 지지 하중에 의하여 결정되므로 축계 배치 계산을 무시하고 횡 진동을 계산하는 것은 불가능하다. 따라서 회전동 계산에 앞서 축계 배치 계산을 실시하여야 하며 만약 이미 축계 배치 계산을 실시하여 최적 축계 배치가 이루어져 있으면 반드시 이들 값을 이용하여 지지 베어링의 스프링 상수나 감쇠 계수를 계산하여야 한다.

### (2) 선미관 후부 베어링 지지점

선미관 후부 베어링과 추진 축계 횡 진동과의 관계는 먼저 지지점의 문제가 있다. 아직 지지점의 위치에 대한 확실한 정보는 없으며 다음에 몇 가지 예를 보인다.

Volcy(6)는 선미관 후부 베어링의 지지점으로서 Lignum-Vitae의 경우 후단으로부터 0.5~0.8D(D는 축 지름) 백색합금의 경우 후단으로부터 0.5D Toms와 Martyn(7)은 후단으로부터 Lignum-Vitae의 경우 L/4~L/3(L는 베어링 길이) 백색합금의 경우 후단으로부터 L/3~L/2

일본 박용 기관학회에서는 일본 국내의 각 조선소에 대하여 실태조사 결과를 발표하고 있는데 여러 가지 경우가 있다. 그 중에서 가장 많은 경우가 선미로부터 베어링 길이의 1/3을 취하는 경우이다.

본 연구에서도 선미부터 베어링 길이의 1/3 되는 곳을 지지점으로 택하였다.

### (3) 프로펠러

프로펠러에 관련하여 먼저 문제로 되는 것은 부가수 문제이다. 다음 〈표1〉에 그 결과를 보인다.

본 계산에 있어서는 도면이 없을 경우 〈표1〉의 적용치를 채택하고 도면이 있을 경우 다음의 식으로 계산되는 수정Schwanecke(8)의 식을 적용하였다.

$$m_{aw} = 0.209 \frac{\pi \rho_w D_p^3}{Z_b} \left(\frac{F_a}{F}\right)^2$$

$$m_{tw} = 0.566 \frac{\rho_w D_p^3}{\pi Z_b} \left(\frac{P}{D_p}\right)^2 \left(\frac{F_a}{F}\right)^2 \quad (4)$$

$$I_{pw} = 0.052 \frac{\rho_w D_p^5}{\pi Z_b} \left(\frac{P}{D_p}\right)^2 \left(\frac{F_a}{F}\right)^2$$

$$I_{dw} = 0.009 \frac{\pi \rho_w D_p^5}{Z_p} \left(\frac{F_a}{F}\right)^2$$

- $m_{aw}$ : 종 진동 부가수 질량
- $m_{tw}$ : 횡 진동 부가수 질량
- $I_{pw}$ : 비틀림 진동 부가수 관성 모멘트
- $I_{dw}$ : 횡 진동 부가수 관성 모멘트
- $\rho_w$ : 물(해수)의 밀도
- $D_p$ : 프로펠러의 지름
- $P$ : 프로펠러 피치
- $Z_b$ : 프로펠러의 날개 수
- $F_a$ : 프로펠러의 전개 면적
- $F$ : 프로펠러의 원판 면적

프로펠러의 자이로 효과는 프로펠러 축을 지지하는 스트라트나 붓싱의 지지강성이 등방성일 경우 자이로 효과의 영향이 크며 회전수가

높을수록 크게 된다. 그러나 일반적으로 프로펠러의 회전수가 300rpm미만일 경우 공진 회전수에 미치는 영향은 10%미만이라 한다. 더구나 지지구조가 이방성을 띠면 떨수록 차이로 효과의 영향은 줄어들기 때문에 다축선의 스트럿트나 붓싱 구조와 같이 이방성이 강한 경우에는 별문제 없이 차이로 효과를 무시할 수 있다.

프로펠러의 감쇠는 수정Schwanecke의 식에 의하여 계산한다.

$$\begin{aligned}
 C_{aw} &= 0.066 \pi \rho_w \omega D_p^3 \left( \frac{F_a}{F} \right) \\
 C_{pw} &= 0.017 \left( \frac{\rho_w}{\pi} \right) \omega D_p^5 \left( \frac{P}{D_p} \right)^2 \left( \frac{F_a}{F} \right) \quad (5) \\
 C_{nw} &= 0.017 \left( \frac{\rho_w}{\pi} \right) \omega D_p^3 \left( \frac{P}{D_p} \right)^2 \left( \frac{F_a}{F} \right) \\
 C_{dw} &= 0.004 \pi \rho_w \omega D_p^5 \left( \frac{F_a}{F} \right)
 \end{aligned}$$

- $C_{aw}$  : 프로펠러 종 진동 감쇠
- $C_{pw}$  : 프로펠러 비틀림 진동 감쇠
- $C_{nw}$  : 프로펠러 횡 진동 감쇠(비틀림)
- $C_{dw}$  : 프로펠러 횡 진동 감쇠(직선)
- $\omega$  : 프로펠러 회전 각속도

여타의 기호는 (4)식과 동일하다.

#### (4) 추진 축계 지지 베어링

베어링 지지부에서는 베어링 유막을 평행이동 및 회전에 대한 등가 스프링 및 대슈포트(감쇠)로 치환하고 또한 베어링 및 선체구조를 등가질량, 등가 스프링, 등가 감쇠로 치환하여 계산식에 도입한다.

이상의 유막, 베어링 및 선체구조의 지지 특성이 직렬로 결합된 다 자유도계로 다루는 경우와 지지부 전체를 다시 1자유도의 등가 스프링과 감쇠로 치환하여 다루는 경우가 있다.

후자는 전달 매트릭스법의 경우이고 유한 요소법(영향 계수법)의 경우에는 양자 모두 취급이 가능하다. 이들 스프링 및 감쇠 특성은 실선

의 경우 일반적으로 이방성이며 2방향 상호간에 연성작용이 있다는 점, 더욱이 베어링 유막의 경우에는 이 연성작용이 구조물의 스프링과 같은 상반정리가 성립하지 않는 것 등으로 현상이 복잡하고 다루기가 매우 곤란한 문제로 된다.

중간 베어링처럼 길이가 짧은 경우에는 축의 경사를 구속하려는 작용이 작으므로 베어링 중앙에 지지 점을 정하고 유막 회전 스프링, 회전 감쇠는 생략하여 근사시킬 수 있다.

그러나 선미관 후부 베어링과 같이 베어링 길이가 길고 하중이 편재하는 경우에는 베어링 유막에 의하여 축의 경사를 구속하는 모멘트 작용을 무시할 수 없으므로 회전 스프링과 회전 감쇠를 무시하기 곤란하다.

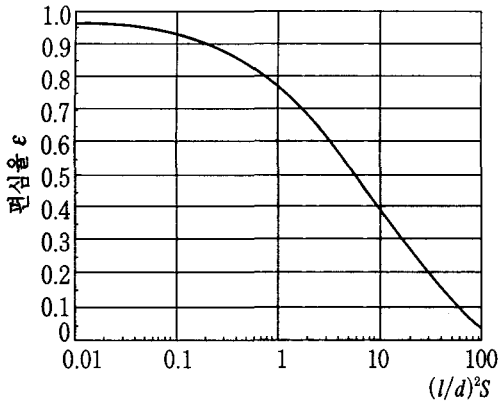
실제로 수치계산을 행할 경우 유막의 영향은 선별적으로 유도하는 것이 보통이다.

베어링 부에 있어서의 축과 베어링의 상대진폭이 작은 경우에 유막 스프링은 상대적으로 큰 값이 된다. 특히 선미관 후부 베어링에서는 이 경향이 크며 이 부분에서는 선체 구조의 스프링 상수가 고유진동수에 미치는 영향이 지배적으로 된다. 다만, 베어링 하중이 작은 경우에는 유막 스프링 상수가 작아져서 선체 구조 스프링 상수보다 영향이 커질 경우를 생각할 수 있는데 이와 같은 현상이 선미관 후부 베어링에서 일어나면 고유 진동수에 미치는 영향이 크기 때문에 주의를 요한다.

중간 축에서는 이와 같은 현상이 일어나더라도 영향은 적다.

결론적으로 말하자면 축 베어링 배치에 의하여 각 베어링이 되도록 유효하게 축을 지지하도록 하면 다축 선과 같이 선체의 유연한 부분에 축이 배치될 경우 유막 스프링을 생략하여 지지 대나 선체의 일부로서 스프링상수를 추정할 수 있을 것이다.

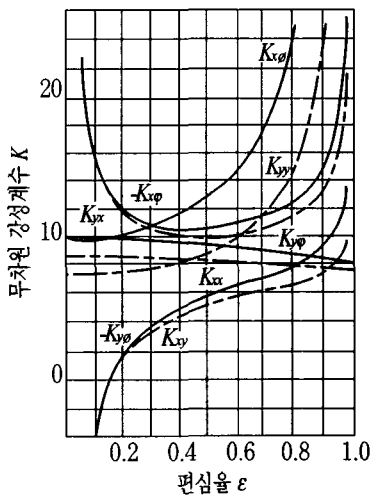
유막 스프링이나 유막 감쇠는 다음에 제시하는 <그림1>로서 축의 편심율을 구하고 축의 특성에 의하여 <그림2>로 스프링 상수를, <그림3>으로 감쇠를 구할 수 있다.



〈그림 1〉 유막으로 지지되는 축의 편심율

위의 그림에서

- $\varepsilon$  : 축의 편심율
- $S$  : Sommerfeld의 값  $(= (r/C)^2 (\mu N/p))$
- $l$  : 베어링의 길이
- $d$  : 축의 지름
- $N$  : 축의 매초 회전수
- $C$  : 베어링의 평균 반경 틈
- $\mu$  : 윤활유 점성계수
- $r$  : 축의 반지름
- $p$  : 평균 베어링 압력



〈그림 2〉 유막의 강성계수

〈그림 2〉에 보이는 기호는 다음과 같다.

$$k_{xx} = \frac{Ck_{xx}}{F_0} \quad k_{xy} = \frac{Ck_{xy}}{F_0}$$

$$k_{yy} = \frac{Ck_{yy}}{F_0} \quad k_{yx} = \frac{Ck_{yx}}{F_0} \quad (6)$$

$$k_{x\phi} = \frac{Ck_{x\phi}}{F_0} \left(\frac{60}{l^2}\right) \quad k_{\phi x} = \frac{Ck_{\phi x}}{F_0} \left(\frac{60}{l^2}\right)$$

$$k_{y\phi} = \frac{Ck_{y\phi}}{F_0} \left(\frac{60}{l^2}\right) \quad k_{\phi y} = \frac{Ck_{\phi y}}{F_0} \left(\frac{60}{l^2}\right)$$

- $C$  : 베어링의 평균 반경 틈
- $k_{ii}, k_{ij}$  : 유막의 스프링 상수
- $F_0$  : 베어링의 하중
- $l$  : 베어링의 길이

한편 〈그림3〉에서의 각 기호의 뜻은 다음과 같다.

$$C_{xx} = \frac{C\omega c_{xx}}{F_0} \quad C_{xy} = \frac{C\omega c_{xy}}{F_0}$$

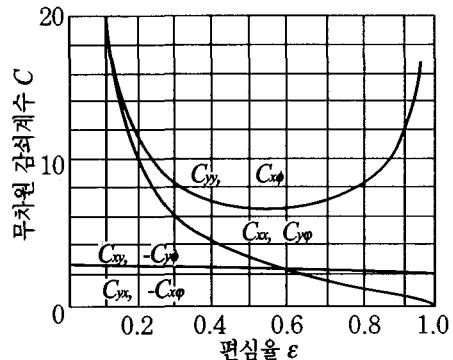
$$C_{yy} = \frac{C\omega c_{yy}}{F_0} \quad C_{yx} = \frac{C\omega c_{yx}}{F_0} \quad (7)$$

$$C_{x\phi} = \frac{C\omega c_{x\phi}}{F_0} \left(\frac{60}{l^2}\right) \quad C_{\phi x} = \frac{C\omega c_{\phi x}}{F_0} \left(\frac{60}{l^2}\right)$$

$$C_{y\phi} = \frac{C\omega c_{y\phi}}{F_0} \left(\frac{60}{l^2}\right) \quad C_{\phi y} = \frac{C\omega c_{\phi y}}{F_0} \left(\frac{60}{l^2}\right)$$

- $C_{ii}, C_{ij}$  : 유막의 감쇠 계수
- $\omega$  : 축의 회전각속도

여타의 기호는 〈그림2〉와 같다.



〈그림 3〉 유막의 감쇠계수



(5) 선미관 베어링 재료의 탄성계수

해수로 운환되는 선미관 재료로 사용되는 Lignum-Vitae 베어링이나 고무, 또는 Thordon 및 합성 수지 베어링의 경우 기름 윤활식 백색 합금 베어링에 비하여 베어링 길이가 길고 탄성치가 낮기 때문에 앞서 설명한 유막 스프링 상수 계산법을 적용하기 곤란하다.

이러한 경우에는 다음에 제시하는 <표 2>의 탄성치를 이용할 수 있다.

<표 2>에서 얻은 값에 의하여 직선 스프링과 비틀 스프링을 구하는 관계식은 다음과 같다.

$$\text{직선 스프링: } k_l = \left(\frac{ID}{t}\right) E_0 \quad (8)$$

$$\text{비틀 스프링: } k_\phi = \left(\frac{2}{9}\right) k t^2 \quad (9)$$

위의 식에서

$l$ : 베어링 길이

$D$ : 베어링 지름

$t$ : 베어링 재료의 두께

$E_0$ : 베어링 재료의 압축 탄성 계수

<표 2> 선미관 재료의 압축 탄성계수

재 료 명 칭	압축탄성계수( $E_0$ )
고무(rubber)	$0.103 \times 10^3$ MPa
Thordon SXL	0.440
Thordon XL	0.490
Laminated phenolic	1.730
백색합금	33.5
강철	206.9
Lignum-Vitae (나이트수직20℃)	7.47
Lignum-Vitae (무늬결20℃)	0.862
Lignum-Vitae (나이트평행20℃)	0.788

## 6. 횡진동 기진력

프로펠러 기진력은 대별하여 bearing force

와 surface force의 두 종류가 있다.

일반적으로  $x, y, z$ 축 및 이들 축 둘레의 6가지 성분의 힘과 모멘트가 있다. 이 중에서 bearing force는 프로펠러 축을 거쳐서 선체에 작용하는 기진력으로서 추진 축계 횡 진동의 기진력도 여기에 속한다.

bearing force가 발생하는 원인은 주로 불균일한 반류중에서 프로펠러 날개가 작동하기 때문에 날개에 발생하는 양력이 변화하는데 기인한다.

한편 surface force는 프로펠러 날개가 회전 함으로서 날개가 선미 외판에 접근하거나 멀어지기 때문에 외판 근방의 유체가 미치는 외압의 변동 때문에 발생한다. 따라서 균일한 반류 중에서는 bearing force가 거의 발생하지 않으나 surface force는 발생한다.

통상 단일 축의 프로펠러 원판내에서 프로펠러에 대한 물의 유입속도는 일반적으로 프로펠러 보스 상하위치에서 느리고 좌우 위치에서 빠르다. 이 때문에 우수 날개 프로펠러는 추력과 토크의 변동이 크게되나 프로펠러 축에 가하여지는 굽힘 모멘트는 작아진다. 이에 반하여 기수 날개 프로펠러에서는 추력, 토크의 변동은 적으나 굽힘 모멘트는 크게 된다. 여기에 비하여 2축 선에서는 반류가 보싱, 또는 축 브라켓의 후부에 집중하고 있기 때문에 우수 날개와 기수 날개와의 사이에 단일 축선만큼 큰 차이는 일어나지 않는다.

bearing force의 추정법은 surface force의 추정에 비하여 상당히 앞서있고 종래부터 준 정상이론이 일반적으로 이용되고 있으며 비정상 이론도 상당히 개발되고 있다. 그럼에도 불구하고 현단계에서 추진 축계 횡진동 계산을 위하여 프로펠러의 기진력을 이론적으로 해석하고 그 결과를 이용한다는 것은 현실적으로 경제적으로나 시간적으로 어려운 점이 많다. 더구나 축계 초기 계획 단계에서는 거의 불가능하다.

따라서 본 연구에서는 현재 가장 문제로 되고 있는 1차와 프로펠러 익수차만을 고려 대상으로 하되 1차의 기진력은 주로 프로펠러의 불

평형력에 기인하므로 횡 진동의 1차 기진원으로서 프로펠러 불평형력을 고려하고 프로펠러 익수차 진동에 관하여서는 이론과 실측에 의한 결과가 상당히 많이 발표되고 있으므로 이들 결과를 이용하여 프로펠러 익수차 추진 축계 횡진동 기진력을 추정하도록 하였다.

### (1) 횡진동의 1차 기진력

앞서 지적한바와 같이 추진 축계 횡 진동의 1차 기진력으로서 프로펠러의 불평형력이 주된 기진원이 되므로 프로펠러의 불평형 값을 추정하는 방법에 대하여 검토하고자 한다.

물론 1차 기진력으로서 축의 휨이나 지지 베어링의 과도한 마멸, 프로펠러 날개의 변형과 탈락, 중공축의 편심공 등이 원인으로 될 수 있으나 이들은 모두 비정상적인 상태이므로 일반적인 기진원으로 고려될 수 없다.

일부 해군 함정용 프로펠러에 대하여  $N^2 \times D$ 의 값이  $4 \times 10^5$ 을 초과하는 프로펠러에 대하여서는 동적 평형 검사를 시행하도록 하고 있다. 여기서  $N$ 은 프로펠러의 정격 회전수( $rpm$ ),  $D$ 는 프로펠러 지름( $m$ )이다.

그러나 통상의 경우 정적 평형시험은 반드시 실시하되 동적 평형시험은 생략하는 것이 보통이다.

정적 시험에는 여러 가지 시험 검사법이 개발되고 있으므로 시험결과를 곧바로 횡 진동 기진력으로 이용할 수는 없다. 다만, 여러 가지 정적 시험방법 중에는 다음과 같이 프로펠러의 1차 불평형력을 기준으로 하여 평형상태를 판정하도록 하고 있는 경우도 있으므로 이 평형시험 결과를 1차 기진력으로 활용할 수 있을 것이다.

현재 공표되고 있는 프로펠러 평형시험 방법 중에서 원심력을 판정 기준으로 하고 있는 경우를 살펴보면 다음과 같다.

$$F \leq 0.02W$$

$$m \leq \frac{17.9W}{RN^2} \quad (10)$$

$F$ : 불평형 중량에 기인하는 연속 최대 출

$$\text{력시의 원심력} \left( = \frac{\omega R}{g} \left( \frac{2\pi N}{60} \right)^2 \right)$$

$\omega$ : 회전 모멘트에 의하여 환산한 날개 끝에 있는 것으로 간주한 상당 불평형 중량( $kgf$ )

$W$ : 공기중에 있어서의 프로펠러 중량( $kgf$ )

$m$ : 날개 끝 상당의 환산 허용 불평형 중량( $kgf$ )( $m$ 은  $100gf$ 보다 적게 할 필요는 없다)

$R$ : 프로펠러의 반경( $m$ )

$N$ : 연속 최대출력시의 프로펠러 회전수( $rpm$ )

$g$ : 중력의 가속도( $980 m/sec^2$ )

위와 같은 불평형 기준치를 설정하고 있는 기관은 각 선급 협회를 비롯하여 일부 조선 관련단체들이다. 다만, 일부 선급이나 SNAME 등은  $F \leq 0.01W$ , 즉 프로펠러 중량의 1%이하를 기준으로 하는 경우도 있다.

그러나 진동 공학적인 견지로 보면 2%로 허용 불평형 값을 취하고 이 값으로 추진 축계 1차 횡 진동을 계산한 결과가 문제로 되지 않는다면 안전하다고 볼 수 있을 것이다.

또한 검사결과로서 실제 불평형 값이 주어질 경우 그 값으로 기진력을 채택하면 보다 실제의 값에 접근한 결과로 될 것이나 계산결과에는 큰 차이가 발생하지는 않는다.

### (2) 횡 진동 프로펠러 익수차 기진력

이미 앞서 지적한바와 같이 추진 축계 횡 진동의 기진원으로서 프로펠러에 의한 변동 굽힘 모멘트와 횡 방향 변동력을 생각할 수 있으며 이들은 특히 우수 날개 프로펠러보다는 기수 날개 프로펠러에서 현저하다.

현재 선박 추진용 프로펠러로서 기수 날개를 갖는 프로펠러는 3, 5매의 날개를 갖는 경우이며 이 중에서도 일반 상선용 으로서는 5매 날개가 가장 많이 이용된다고 볼 수 있을 것이다. 따라서 5매 날개 프로펠러의 기진력을 기준으로 하고 여타의 경우에는 이에 준하여 생각하면 좋을 것이다.

공표된 논문이나 실측보고서 등에 의하면 J. D. van Manen[9]은 5매 날개를 갖는 프로펠러의 모형실험 결과로서 평균 토크에 대한 변동 굽힘 모멘트는 수직 35.2%, 수평 25.9%를 얻고 있다.

또한 4매 날개에 대하여서는 수직 24.1%, 수평에 대하여 25%를 얻고 있다.

Jochen Tondorf[10]는 실측에 의하여 날개 수 4매의 경우 평균 토크에 대한 굽힘 모멘트는 수직 5~11%(발레스트 상태 25%), 수평 1~2%(발레스트 상태 7%), 날개 수 5매의 경우 수직 23~35%, 수평 7~10%, 날개 수 6매의 경우 수직 5%, 수평 0.5%로 발표하고 있다.

Hylarides[11]는 모형실험 결과에 의하여 프로펠러 횡방향 변동력을 평균 토크의 4~40%( $Q/R$ :  $Q$ 는 토크,  $R$ 는 프로펠러 반경), 굽힘 모멘트는 평균 추력의 2~20%( $T \times R$ :  $T$ 는 추력,  $R$ 는 프로펠러 반경)로 제시하고 있다.

B. Vedeler[12]는 4매 날개의 프로펠러의 모형실험으로부터 굽힘 모멘트를 발레스트 상태에서 평균 토크의 27.6%(정수중)~97.5%(황천시), 평균 50%로 제시하고 있으며 경하 상태의 정수중 값으로 42.8%를 제시하고 있다.

이상의 결과를 종합한 결과 연구에서는 상하 방향과 좌우방향을 같은 값으로 다음과 같이 취하였다.

$$\text{상하, 좌우 방향 변동 힘: } 0.06 \frac{Q}{R} \quad (11)$$

$$\text{상하, 좌우 방향 변동 토크: } 0.35Q \quad (12)$$

여기서

$Q$ : 평균 프로펠러 토크( $Nm$ )

$R$ : 프로펠러의 반경( $m$ )

우수 날개의 프로펠러에 대하여서는 위의 값의 절반을 취한다.

## 7. 계산에

### (1) 대형선

MAIN ENGINE SPECIFICATIONS	
ENGINE TYPE	HANJUN-SULZER 10RTA96C
NO. OF CYLINDERS	10
STROKE CYCLE	2
MAX. CONTINUOUS OUTPUT	74700.0 BHP
MAX. CONTINUOUS REVOLUTION	100.0 RPH
CYLINDER BORE	960.0 MM
STROKE	2500.0 MM
MEAN EFFECTIVE PRESSURE	19.50 BAR

PROPELLER SPECIFICATION	
NOS. OF BLADE	5
TYPE OF PROPELLER	FPP
DIAMETER OF PROPELLER	8.350 M
PITCH OF PROPELLER	8.967 M
DEVELOPED AREA RATIO	.875

\*\*\* APPROXIMATE CALCULATION OF NATURAL FREQUENCIES \*\*\*

BY MODIFIED PANAGOPULO'S METHOD	
NATURAL FREQUENCY	44.656 CPM
BASIC BLADE NO. RESONANCE	98.931 RPM

BY JASPER-RAYLEIGH'S METHOD				
KIND OF FREQUENCY	ANG. FREQ. RAD/SEC.	FREQ. HZ	FREQ. CPM	BLADE NO. RPM
STILL STAND 1ST ORDER	93.194	14.832	889.938	177.988
STILL STAND 2ND ORDER	369.364	58.786	3527.169	705.434
FORWARD WHIRLING 1ST ORDER	102.246	16.273	976.375	195.275
FORWARD WHIRLING 2ND ORDER	406.033	64.622	3877.333	775.467
BACKWARD WHIRLING 1ST ORDER	86.062	13.697	821.834	164.367
BACKWARD WHIRLING 2ND ORDER	349.125	55.565	3333.898	666.780

*** NATURAL FREQUENCY BY FEM METHOD ***				
MODE NO.	ANG. FREQ. RAD/SEC	FREQ. HZ	FREQ. CPM	1ST BLADE NO. RES. RPM
1	82.81	13.18	790.73	158.15
2	127.92	20.36	1221.54	244.31
3	215.59	34.39	2058.73	411.75
4	231.21	36.80	2207.89	441.58
5	256.53	40.83	2449.71	489.94

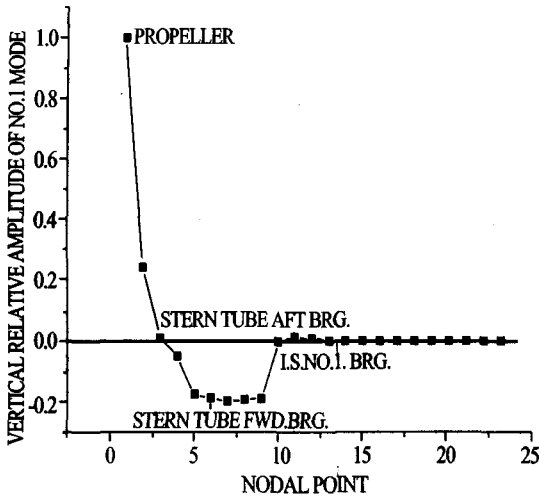
〈그림 4〉 대형선의 근사 계산 결과

본 선은 〈그림 4〉에 보이는 바와 같이 대형 컨테이너 선으로서 축계 배치 계산을 하지 않은 경우(직선 배치)와 배치 계산을 행한 다음 축계를 곡선배치한 두가지 경우에 대하여 계산을 실시하였다.

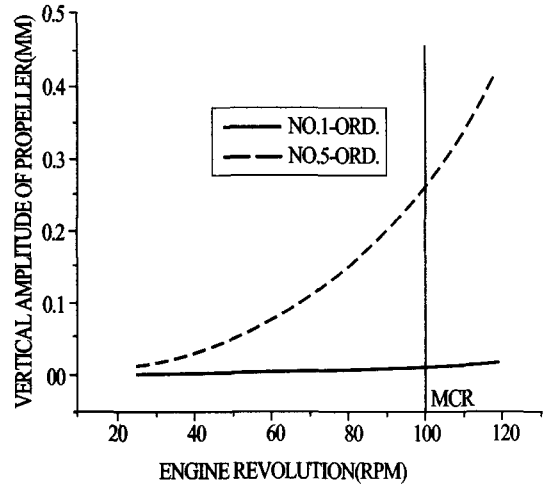
직선 배치시의 수정Panagopulos의 식에 의하면 1차 공진 회전수는 99rpm, Jasper-Rayleigh의 식에 의하면 정지시 178rpm, 정선 회시 195rpm, 역 선회시 164rpm으로 된다. 유한 요소법에 의한 정밀계산에 의하면 158rpm으로 된다.

전체적으로 보아 수정Panagopulos의 식에 의한 결과는 너무 낮게 Jasper-Rayleigh의 결과는 약간 높게 나타난다.

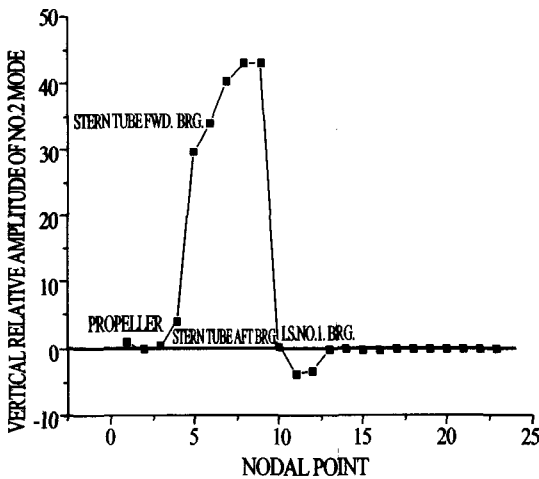
〈그림5〉,〈그림6〉은 1차와 2차의 비진 폭 곡선으로서 1차뿐만 아니라 2차도 중간축 최후부 베어링부근에서 비진폭은 거의 0으로 되며 따라서 선수축의 축계는 낮은 차수의 횡진동에 거의 영향을 미치지 못하고 있음을 알 수 있다.



〈그림 5〉 대형선 1차 비진폭 곡선



〈그림 7〉 대형선 프로펠러 진동 진폭



〈그림 6〉 대형선 2차 비진폭 곡선

〈그림 7〉은 프로펠러의 수직 강제진동 진폭으로서 1차는 거의 0으로 되고 2차인 인5차는 MCR에서 0.3mm 정도의 진폭을 갖는다.

축계 배치계산을 실시할 경우 Panagopulos의 계산결과는 변동이 없고 Jasper-Rayleigh의 결과는 정지시 184rpm, 정 선회시 203rpm, 역 선회시 169rpm이고 유한 요소법에 의한 정밀계산 결과는 175rpm으로 된다.

근사 계산에서는 큰 차이가 없으나 정밀계산에서는 11%정도 공진 회전수가 상승한다.

한편 횡 방향의 공진점은 축계 배치 계산의 경우 Panagopulos의 식에 의한 결과는 변동이 없고 Jasper-Rayleigh의 결과는 정지시 143rpm, 정 선회시 151rpm, 역 선회시 136rpm이며 정밀계산 결과는 120rpm으로서 본선의 경우 MCR의 회전수가 100rpm이기 때문에 간신히 안전한 범위인 120%이상을 유지할 수 있다.

그러나 프로펠러의 횡 방향 강제진동 진폭은 수직방향과 큰 차이는 없다.

## (2) 소형선

300톤급 순시정으로서 V-스트라트와 I-스트라트에 의하여 추진축이 지지되고 있는 경우로서 이들의 강성을 고려하여 추진 축계 좌우방향 횡진동을 계산하였다.

〈그림8〉에 의하면 Panagopulos의 식에 의한 계산은 636rpm이고 Jasper-Rayleigh의 식으로 계산한 결과는 정지시 803rpm, 정 선회시 842rpm, 역 선회시 767rpm, 정밀 계산결과는 570rpm으로서 모두 MCR회전수내에서 2차 공진이 발생한다. 스트라트의 좌우방향 스프링 상수의 영향을 받지 않는 약산식의 결과가 오히려

**MAIN ENGINE SPECIFICATIONS**

ENGINE TYPE SSHI MTU 12V 1163 TB93  
 NO. OF CYLINDERS 12  
 STROKE CYCLE 4  
 MAX. CONTINUOUS OUTPUT 5854.0 BHP  
 MAX. CONTINUOUS REVOLUTION 1300.0 RPH  
 CYLINDER BORE .0 MM  
 STROKE .0 MM  
 MEAN EFFECTIVE PRESSURE .00 BAR

**PROPELLER SPECIFICATION**

NOS. OF BLADE 3  
 TYPE OF PROPELLER FPP  
 DIAMETER OF PROPELLER 1.650 M  
 PITCH OF PROPELLER 2.500 M  
 DEVELOPED AREA RATIO 1.123

\*\*\* APPROXIMATE CALCULATION OF NATURAL FREQUENCIES \*\*\*

BY MODIFIED PANAGOPULO'S METHOD  
 NATURAL FREQUENCY 1908.399 CPM  
 BASIC BLADE NO. RESONANCE 636.133 RPM

BY IASPER-RAYLEIGH'S METHOD

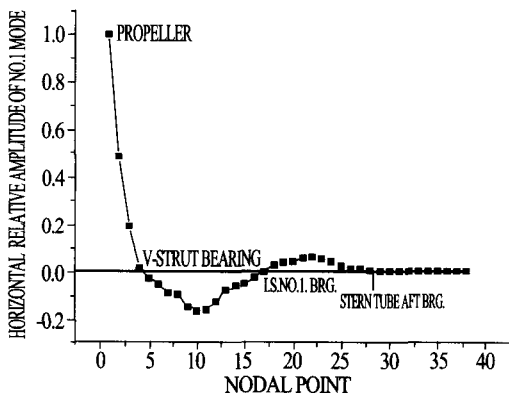
KIND OF FREQUENCY	ANG. FREQ. RAD/SEC.	FREQ. HZ	FREQ. CPM	BLADE NO. RPM
STILL STAND 1ST ORDER	252.301	40.155	2409.298	803.099
STILL STAND 2ND ORDER	1279.351	203.615	12216.898	4072.299
FORWARD WHIRLING 1ST ORDER	264.553	42.105	2526.293	842.098
FORWARD WHIRLING 2ND ORDER	1762.495	200.510	16830.588	5610.196
BACKWARD WHIRLING 1ST ORDER	241.253	38.397	2303.793	767.931
BACKWARD WHIRLING 2ND ORDER	1084.935	172.673	10360.366	3453.455

\*\*\* NATURAL FREQUENCY BY FEM METHOD \*\*\*

MODE NO.	ANG. FREQ. RAD/SEC	FREQ. HZ	FREQ. CPM	1ST BLADE NO. RES. RPM
1	179.14	28.51	1710.65	570.22
2	264.99	42.17	2530.47	843.49
3	376.09	59.86	3591.35	1197.12
4	404.76	64.42	3865.17	1288.39
5	528.01	84.04	5042.11	1680.70

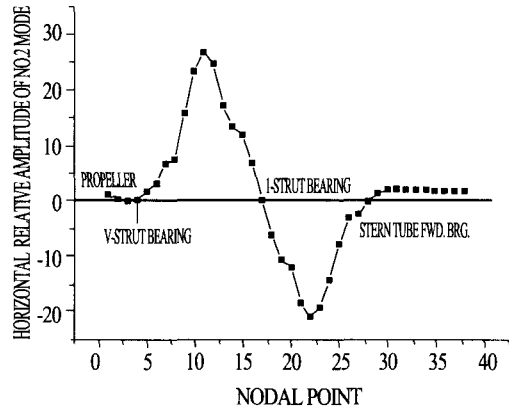
〈그림 8〉 소형선의 근사 계산 결과

려 낮게 나타난다.

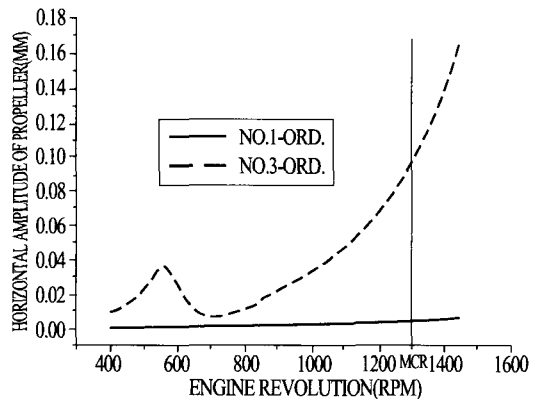


〈그림 9〉 소형선 1차 비진폭 곡선

〈그림 9〉, 〈그림 10〉은 각각 1차와 2차의 비진폭 곡선이며 본선의 경우 2차 비진폭 곡선은 추진 축계의 2/3에 걸쳐 크게 진동하고 있으며 강제 진동 계산결과도 이러한 경향을 반영하고 있다.



〈그림 10〉 소형선 2차 비진폭 곡선



〈그림 11〉 소형선 프로펠러 진동진폭

〈그림 11〉은 프로펠러의 수평강제진동 진폭을 보이고 있으며 프로펠러 익수차 인 3차의 공진점이 590rpm부근에 발생하며 MCR에서의 강제 진동 진폭은 0.12mm 정도로서 진폭 그 자체는 문제로 되지 않는다. 한편 1차 강제 진동 진폭은 매우 미미하다.

## 8. 결론

지금까지 추진 축계의 횡 진동문제에 관하여 계산상의 문제점과 실제로 계산을 수행할 경우에 문제로 되는 몇가지 사항을 설명하였으며 이들을 적용하여 수행한 계산예를 대형선과 소형

선에 대하여 제시하였다.

지금까지 소형선의 경우 Lignum-Vitae와 같은 자체적으로 축계 배치나 횡진동에 대하여 적응성이 높은 자료를 선미관 재료로 이용하였기 때문에 횡진동이 선박의 안전을 크게 위협하는 경우가 많지 않았으며 또한 선미관 재료를 비교적 단시일간에 빈번하게 교체한 관계로 축계 배치나 횡진동 문제의 중요성을 실감하지 못한 경향이 있다. 그러나 앞으로 소형선에도 백색합금과 같은 견고하고 수명이 긴 재료를 사용한다든지 Lignum-Vitae의 대체 재료를 사용할 경우 지금처럼 축계 횡진동을 안일하게 처리할 경우 매우 심각한 상황에 봉착할 수 있음을 깨달아야 할 것이다.

또한 아직도 현장에서 많이 이용하고 있는 약산 식중 Panagopulos의 식은 통상 너무나 낮은 값을 주게 되며 그 대신에 Jasper-Rayleigh의 식은 대체로 큰 기복없이 근사 값을 주고 있으므로 본 보고서에 설명하고 있는 방법으로 계산할 경우 유용 값으로 이용이 가능할 것이다. 그러나 기본적으로 유한 요소법 등에 의한 정밀 계산이 바람직하다.

## 참고문헌

- [1] Panagopulos E., Design-Stage Calculations of Torsional, Axial and Lateral Vibrations of Marine Shafting, Trans. SNAME, Vol.58, 1950, p.329-384
- [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 Panagopulos Equation-, J. of the MESJ, Vol.9, No.5, 5/1974, p.51-56
- [5] Woytowich R., Calculation of Propeller Excited Whirling Critical Speeds, J. of the Ship Research, Vol.23, No.4, 12/1979, p.235-241
- [6] Volcy G. C., Osouf J., Vibratory Behaviour of Elastically Supported Tail Shaft, IMAS 1973, London
- [7] Toms E. A., Martyn D. K., Whirling of Line Shafting, Trans. IME, Vol.84, 1972, p.26-34
- [8] Schwanecke H., Gedanke zur Frage der hydrodynamische erregten Schwingungen des Propellers und der Wellenleitung, STG, Jahrbuch Bd.57, 1963, S.252-280
- [9] Manene J. D. von, Wereldsma R., Propeller Excited Vibratory Forces in the Shaft of Single Screw Tanker, ISP Vol.7 No.73, 1960, p.371-387
- [10] Tondorf J., Erschütterungen des Schiffes durch seinen Antrieb, HANSA 115 Jahrgang Nr.6, 1978, S.491-496
- [11] Hylarides S., Wake Field Harmonics and Shaft Vibrations, ISME Tokyo '83, 10/1983 p.679-689
- [12] Vedeler B., On Stresses and Failures in Propeller Shaft of Single Screw-Vessels, European Shipbuilding No.2, 1962. p.32-46