

工學碩士 學位論文

Strain Gauge를 이용한 선박 추진 축계 베어링
반력의 측정 및 분석에 관한 연구

A Study on the Measurement and Analysis of Bearing
Reaction Forces of Marine Propulsion Shafting
System using Strain-Gauge

指導教授 金 義 珩

2006年 2月

韓國海洋大學交 大學院

機械工學科 金 哲 佑

목 차

Abstract

제 1 장 서 론	1
제 2 장 베어링 반력의 이론적 해석 방법	3
2.1 기본식의 유도	3
2.2 절점방정식의 해법	8
2.3 반력영향계수의 계산	11
2.4 베어링 반력의 이론적 계산 과정	13
제 3 장 베어링 반력의 계측 방법	16
3.1 잭-업에 의한 베어링 반력 계측 방법	16
3.2 스트레인 게이지에 의한 굽힘 모멘트 계측 방법	20
3.3 스트레인 게이지를 이용한 베어링 반력 해석	26
제 4 장 실선축계의 베어링 반력 이론해석과 측정치의 비교	31
4.1 이론에 의한 축계 베어링 반력 해석	33
4.2 측정에 의한 축계 베어링 반력 고찰	35
4.3 축계 베어링 반력의 해석치 및 측정치의 비교	41
제 5 장 결 론	43
참 고 문 헌	45

A Study on the Measurement and Analysis of Bearing Reaction
Forces of Marine Propulsion Shafting
System using Strain-Gauge

Kim, Chul Woo

Department of Mechanical Engineering
Graduate School, Korea Maritime University

Abstract

Modern ship hulls of large oil carriers and container carriers have become more flexible with scantling optimization and increase in ship length. On the other hand, as the demand for power has increased with the ship size, shaft diameters have become larger and stiffer. Consequently, the alignment of the propulsion system has become more sensitive to hull girder deflections, resulting in difficulties in analyzing the alignment and conducting the alignment procedure. Accordingly, the frequency of shaft alignment related bearing damages has increased significantly in recent years. Specially, after stern tube bearing damage and failure for large oil carriers have been reported several times. However, the bearing reaction of the after stern tube bearing cannot be measured by jack-up method due to the hull structure condition. Therefore, when the jack-up method is used for the bearing reaction measurements, the bearing reaction for the after stern tube bearing obtained from the theoretical calculation method have to be used.

In this paper, the shaft alignment on the large oil carrier is theoretically calculated and the differences between the calculated and actual installed

bearing reaction values are compared. The bearing reactions for forward stern tube bearing and intermediate bearing are calculated by the simple formula using the strain gauge bending moments obtained from the measurements. Their reliability is confirmed by comparing the bearing reactions from jack-up method and the bearing reaction for after stern tube bearing is calculated by the same method. Also, the bearing reactions on the after stern tube bearing, forward stern tube bearing and intermediate shaft bearing under all operating conditions are calculated by using the bending moments obtained from the measurements and it is confirmed that the differences of the bearing reaction for all operating conditions are caused from hull deflection. The results of this study should prove useful for the future projects of the alignment calculation including the hull deflection effectiveness

제 1 장 서 론

추진축계의 배치에 관한 연구는 1950년대 후반 미국 해군 함정에서 중요성이 대두되어 이후 개개의 베어링에 대한 최적의 위치를 결정하는 이론이 정립되기 시작하였다. 이 성과는 점차 일반 선박으로 확대되었으며, 1960년대 후반부터 1970년대 초반에 걸쳐 활발한 연구가 전개되어 많은 부분에서 이론의 확립을 이루게 되었다.^{[1]~[4]} 최근의 추진축계 배치는 축계가 대형화됨에 따라 주요 조선소 및 선주, 선급 등의 주요 관심사항으로 대두되고 있으며 이러한 추진축계 배치의 목적은 선박의 여러 하중 및 운전조건에서 축계의 베어링 반력을 일정수준으로 유지하도록 하는 것이다.

그러나 추진축계 베어링의 반력은 종종 메인 엔진의 온도차, 베어링 지지부의 한계, 선체변형, 추진축계의 잘못된 정렬 등으로 인해 초기 설계치를 초과하는 상태가 발생할 수 있다. 또한 적하하중에 따라 선체변형이 발생하면 베어링 반력에 영향을 미칠 수 있고, 정적인 상태에서는 문제가 되지 않았던 베어링 반력이 선박의 운항 중에는 추진축계의 동적 거동으로 인해 베어링 반력에 변화가 발생하여 축계배치에 영향을 미치게 된다.

따라서 추진축계 배치의 최적치를 설계단계에서 얻기 위해서는 해석 시 선박의 적하 하중에 따른 베어링 반력의 변화, 운항에 따른 메인 엔진의 변형 및 프로펠러 추력에 의해 발생하는 굽힘 등을 고려하여야 한다.^{[5],[6]} 이에 대해서는 이미 일부 연구자, 조선소 및 선급에서 열팽창에 의한 메인 엔진의 변형이나 프로펠러 추력모멘트에 의한 영향 등을 축계배치 해석에 반영하고 있으나 선박의 적하하중 변화에 따른 추진축계 배치의 해석은 고려해야 할 변수가 너무 많고 해석시간도 많이 걸려 효율적인 방법을 검토하고 있는 단계에 있다. 이에 대한 한 가지 방안으로 선박의 선형과 적하하중에 따른 선체 변형량을 데이터화해서 이를 추진축계 배치 해석에 반영하는 것을 검토해 볼 수 있다. 이 방법은 축계배치의 해석시간을 줄이고 해석결과의 신뢰성을 높이는데 장점이 있다. 다만 여러 종류의 선박에 대해 적하하중을 변화하면서 축계 베어링의 반력을 측정하고 분석해 데이터화하는 노

력이 있어야 한다. 본 연구에서는 이에 대한 기초연구로 선박의 적하하중 변화 시 축계의 베어링 반력을 효율적으로 측정하는 방법을 검토하고, 이로부터 적하하중이 베어링 반력에 미치는 영향을 검토하고자 한다.

일반적으로 추진축계 베어링의 반력은 이론적으로 해석하거나, 잭-업 또는 스트레인 게이지를 이용해 측정하는 방법이 있다. 이론적인 해석 방법은 선박의 설계과정에서 여러 변수를 활용하여 축계의 베어링 반력을 해석하고 이들 값들이 기준값 이내가 되도록 축계배치를 구하는 과정을 거치게 된다. 그러나 현재 선박의 적하상태를 고려하여 추진축계의 동적거동을 해석하기에는 한계가 있으며, 이 결과는 측정을 통해 확인하여야 한다. 축계의 베어링 반력 측정법으로는 잭-업법^[7]과 스트레인 게이지법^{[8]~[13],[17]}이 있다. 잭-업법은 베어링 부근에서 베어링 반력 값을 직접 측정하는 장점이 있으나 선체의 하중조건 등이 바뀔 때마다 측정 설비를 다시 설치해야 하는 번거로움이 있고, 축계 배치에서 가장 크게 문제가 되는 후부 선미관 베어링의 반력을 측정할 수 없는 단점이 있다. 스트레인 게이지법은 축계에 스트레인 게이지를 한번 설치하면 몇 개월 정도는 그대로 사용할 수 있어 선체 및 운전조건이 바뀌어도 축계의 스트레인을 동시에 측정할 수 있는 장점이 있다. 또한 이 결과를 이용해 가장 문제가 되는 후부 베어링을 포함한 중간축 및 프로펠러축의 베어링 반력을 용이하게 해석할 수 있는 장점이 있다. 다만 엔진의 메인 베어링의 경우에는 크랭크축의 스트레인을 측정하기도 곤란할 뿐 아니라 이 값을 베어링 반력으로 환산하는 것도 문제가 있어 잭-업법으로 베어링 반력을 측정하는 것이 편리하다.

이상의 검토로부터 본 논문에서는 실제 선박의 적하하중 및 운전조건에 따른 축계의 굽힘모멘트를 스트레인 게이지로 측정하여 베어링 반력을 해석하고 이를 잭-업법에 의한 베어링 반력 측정결과와 비교검토 하고자 한다. 또한, 추진축계 배치의 이론적 해석을 검토하고 이를 실제선박에 적용하여 해석하고, 이 결과를 스트레인 게이지법으로 구한 베어링반력과 비교하여 해석법의 한계 및 해석에 신뢰성을 높이기 위한 방안을 검토하고자 한다.

제 2 장 베어링 반력의 이론적 해석 방법

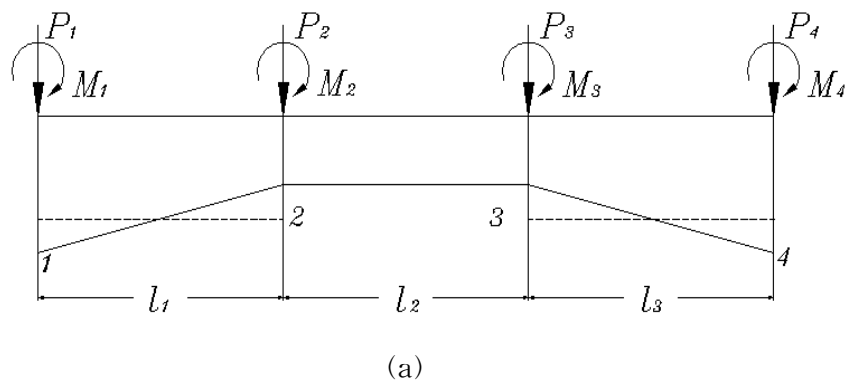
베어링 반력의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되고 있으나 본 논문에서는 복잡한 구조 해석에 널리 이용되는 “매트릭스 구조 해석법”에 의한 방법에 관하여 설명하고자 한다.^[13]

2.1 기본식의 유도

2.1.1 횡하중과 모멘트하중을 받는 부등 단면보의 절점방정식

최근 프레임이나 연속체의 구조 역학적 해석법으로서 매트릭스법이 많이 이용되고 있는데 이것의 기초가 되는 것은 강성 매트릭스(stiffness matrix)이다.

지금 Fig. 2.1(a)와 같은 부등단면보를 등단면으로 간주할 수 있을 정도 까지 미세한 구간으로 세분하고 각 구간마다 강성매트릭스를 비롯하여 외력의 벡터, 단면력의 벡터 등을 구하여 절점방정식을 다음과 같이 나타낸다.



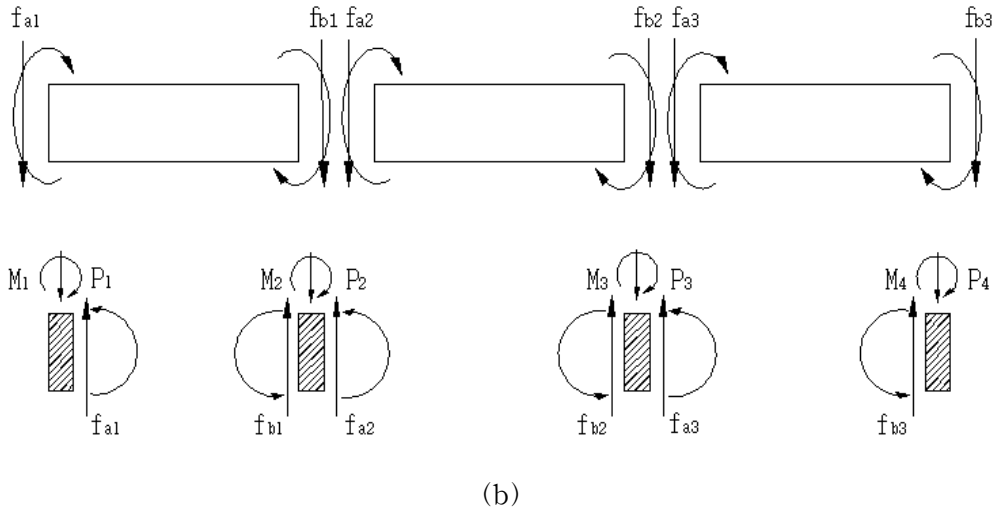


Fig. 2.1 Beam of variable cross section

$$\begin{aligned}
 f_{a1} &= k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} + f_{fa1} \\
 f_{b1} &= k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + f_{fb1} \\
 f_{a2} &= k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} + f_{fa2} \\
 f_{b2} &= k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + f_{fb2} \\
 f_{a3} &= k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} + f_{fa3} \\
 f_{b3} &= k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} + f_{fb3}
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

다만, 여기서 $f_{a1}, f_{b1}, \dots, f_{b3}$ 은 각 절점에 작용하는 외력, k_{aa1} 은 a 점에 단위변위를 일으키기 위하여 a_1 점에 가하여야할 힘, U_{a1} 은 a_1 점의 변위, k_{ab1} 은 a 점에 단위변위를 일으키기 위하여 b_1 점에 가하여야할 힘, U_{b1} 은 b_1 점의 변위이다. f_{a1} 은 a_1 단의 고정단 단면력(양단 a, b 를 고정하였을 때 작용외력에 의하여 a, b 단에 생기는 단면력)이다. 여타의 식에서도 동일하게 정의된다.

Fig. 2.1(b)를 참조하면

$$f_{a1} = P_1, f_{b1} + f_{a2} = P_2, f_{b2} + f_{a3} = P_3, f_{b3} = P_4 \quad (2.2)$$

또한, 부재단의 변위는 이것이 연결되는 절점의 변위와 같으므로

$$U_{a1} = U_{p1}, U_{b1} = U_{a2} = U_{p2}, U_{b2} = U_{a3} = U_{p3}, U_{b3} = U_{p4} \quad (2.3)$$

여기서 $P_1 \sim P_4$ 는 절점에 작용하는 외력, $U_{p1} \sim U_{p4}$ 는 절점의 변위로서 각각 f_a, f_b 와 U_a, U_b 와 같은 방향의 성분을 갖는 벡터이다.

식(2.1)을 식(2.2)에 대입하면

$$\begin{aligned} k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} &= P_1 - f_{fa1} \\ k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} &= P_2 - f_{fa2} - f_{fb1} \\ k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} &= P_3 - f_{fa3} - f_{fb3} \\ k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} &= P_4 - f_{fb3} \end{aligned}$$

윗 식의 U_{a1}, U_{b1}, \dots 을 식(2.3)을 이용하여 $U_{p1} \sim U_{p4}$ 로 치환하면 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k_{aa1} & k_{ab1} & 0 & 0 \\ k_{ba1} & k_{bb1} + k_{aa2} & k_{ab2} & 0 \\ 0 & k_{ba2} & k_{bb2} + k_{aa3} & k_{ab3} \\ 0 & 0 & k_{ba3} & k_{bb3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{p1} \\ U_{p2} \\ U_{p3} \\ U_{p4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{fa1} + 0 \\ f_{fa2} + f_{fb1} \\ f_{fb3} + f_{fb2} \\ 0 + f_{fb3} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

식(2.4)가 Fig. 2.1(a)의 보의 절점방정식이다. 우변의 최초의 벡터는 절점에 작용하는 외력이고 제2의 벡터는 각 부재의 고정단 단면력을 절점마다 모은 것으로서 각 부재의 중간에 작용하는 외력을 절점하중으로 변환한 것이다. 좌변의 계수 행렬은 보 전체의 강성 매트릭스이다. 식(2.1)에 대입하

면 각 부재의 부재단 단면력 $f_{fa1} \sim f_{fb3}$ 등을 구할 수 있다.

2.1.2 횡하중과 모멘트하중을 받는 보의 강성매트릭스

부재AB에 대하여 Fig. 2.2와 같이 좌표계를 정하고 좌표의 방향과 부재에 작용하는 단면력의 방향을 일치시킨다.

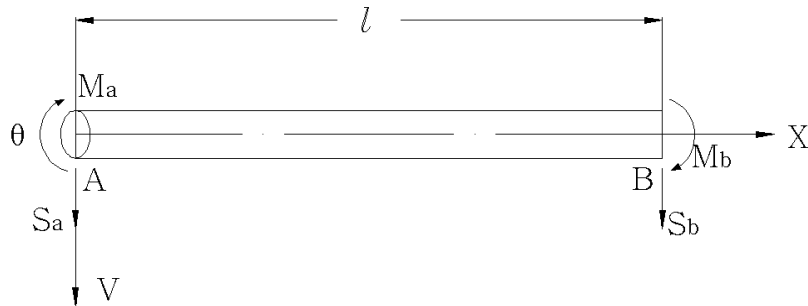


Fig. 2.2 Coordinate system of beam-element and forces of end-section.

보의 길이를 l , 종탄성계수를 E , 단면 2차 모멘트를 I 라 하면 강성매트릭스는 식(2.5)와 같이 된다. 이러한 관계식은 Castigliano의 정리와 Maxwell-Betti의 상반정리를 이용하면 비교적 간단하게 구할 수 있다.^[14] 여기서, V_a, V_b 는 변위, θ_a, θ_b 는 각변위를 나타낸다.

$$\frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

따라서 횡하중(S_a, S_b)과 모멘트하중(M_a, M_b)을 받는 보의 기본식은

$$\begin{bmatrix} S_a \\ M_a \\ \dots \\ S_b \\ M_b \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 16 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ \dots & \dots & \vdots & \dots \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6 & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ \dots \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} S_{fa} \\ M_{fa} \\ \dots \\ S_{fb} \\ M_{fb} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

여기서, $S_{fa}, S_{fb}, M_{fa}, M_{fb}$ 는 각 절점에서 외력에 의한 횡하중과 모멘트 하중으로 나타낸다.

또는, 간략하게 표시하면

$$\begin{bmatrix} f_a \\ f_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{aa} & k_{ab} \\ k_{ba} & k_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_a \\ U_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{fa} \\ f_{fb} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

연속보를 임의의 부재로 n분할하였을 때 각 부재에 대하여 식(2.5)를 구하고 이들을 합성하여 전체 보에 대한 종합 강성 매트릭스를 구한다. 종합 강성 매트릭스는 식(2.4)의 좌변에 보이는 바와 같이 첫 번째 부재와 두 번째 부재의 강성 매트릭스를 합성하여 구한다. 이때 첫 번째 부재의 U_b 는 두 번째 부재의 U_a 와 같으므로 첫 번째 부재의 강성 매트릭스의 k_{bb} 와 두 번째 부재의 강성 매트릭스의 k_{aa} 를 합하면 된다. 이와 같이 순차적으로 종합하면 전체구조물에 대한 종합강성 매트릭스를 구할 수 있다.

2.1.3 횡하중과 모멘트하중을 받는 보의 고정단 단면력

식(2.6)의 $S_{fa}, M_{fa}, S_{fb}, M_{fb}$ 등은 다음과 같이 계산되며 식(2.8)~식(2.11)의 각 기호는 Fig 2.3에 의한다.

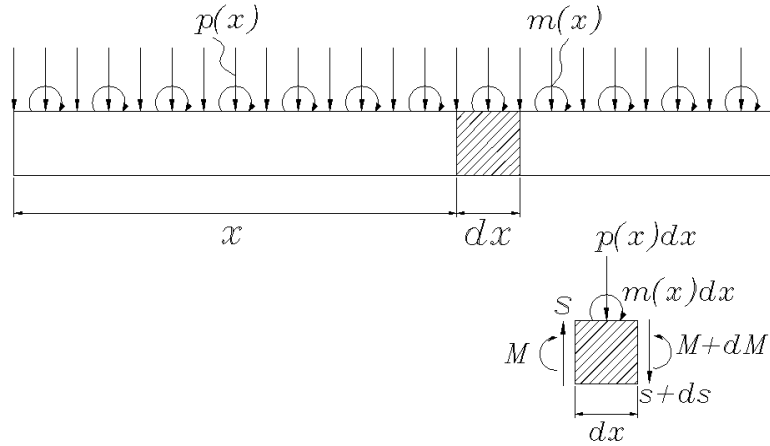


Fig. 2.3 Beam loaded with horizontal forces and moments

$$S_{fa} = - \int_0^l \frac{(l-x)^2(l+2x)}{l^3} P_{(x)} dx + \int_0^l \frac{6(l-x)}{l^3} m_{(x)} dx \quad (2.8)$$

$$M_{fa} = -l \int_0^l \frac{(l-x)^2 x}{l^3} P_{(x)} dx - \int_0^l \frac{(l-x)(l-3x)}{l^2} m_{(x)} dx \quad (2.9)$$

$$S_{fb} = - \int_0^l \frac{x^2(3l-2x)}{l^3} P_{(x)} dx - \int_0^l \frac{6x(l-x)}{l^3} m_{(x)} dx \quad (2.10)$$

$$M_{fb} = -l \int_0^l \frac{x^2(l-x)}{l^3} P_{(x)} dx + \int_0^l \frac{x(2l-3x)}{l^3} m_{(x)} dx \quad (2.11)$$

2.2 절점방정식의 해법

2.2.1 절점방정식의 해법

횡하중과 모멘트하중을 받는 부등단면보를 n 분할하여 앞의 방법으로 구한 절점방정식의 차수는 $(2n+2)$ 이다. 따라서 통상의 박용기관 축계에 있어 단면의 변화가 있는 곳과 지지점등에 절점을 설치할 경우 절점방정식에 포함되는 매트릭스의 차수는 최소한 수 십차로 되기 때문에 사실상 전자계산

기의 도움 없이는 계산수행이 불가능하다. 지금 식(2.4)을 간단하게

$$KU = P - f \quad (2.12)$$

라 쓰고 f 를 좌변으로 이항하여 정리하면

$$P = KU + f \quad (2.13)$$

K 의 역 매트릭스, 유성 매트릭스(flexibility matrix)가 되는데 이를 식(2.12)의 좌측에 곱하면

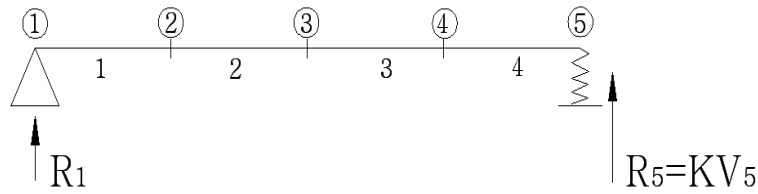
$$U = K^{-1}(P - f) \quad (2.14)$$

식(2.14)로부터 각 절점의 변위(상하변위와 각변위)가 구하여진다.

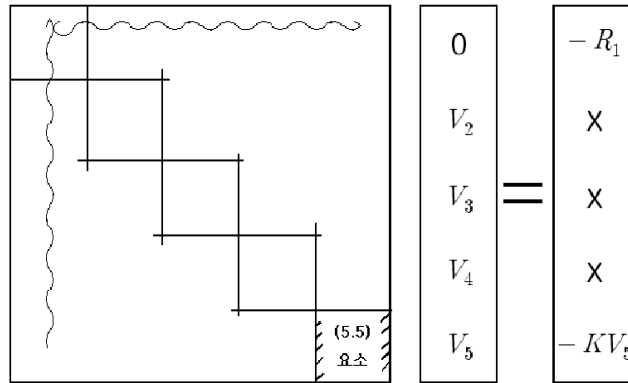
각 지지베어링의 반력은 일반적으로 일종의 외력이므로 P 항 중에 포함되며 따라서 식(2.14)의 결과를 식(2.13)에 대입하면 P 항, 즉 미지의 지점반력이 구하여진다.

2.2.2 지점의 처리

Fig. 2.4와 같이 절점 1에 지점이 있는 경우에는 변위 V_1 이 영이고 지점 반력 $-R_1$ (하행력을 +로 취하고 있으므로 반력은 -이다.)이 생긴다. 반력도 작용외력의 일종이므로 하중항 P 에 포함시켜야 한다. 그러나 계산 초기에 있어 반력은 미지수이므로 이것을 우변에 그대로 둘 수 없으며 좌변으로 옮기든가 R_1 을 포함하는 방정식을 제거할 필요가 있다. 제거하는 것이 강성매트릭스가 대칭으로 되어 계산이 편리하게 된다.



(a)



(b)

Fig. 2.4 Disposal of supporting points

본 계산의 목적 중 하나가 지지베어링의 반력을 아는데 있으므로 제거한 행을 딴 곳에 남겨 두었다가 변형을 계산한 다음 이것과 강성매트릭스를 곱하면 지지점 반력이 구하여진다.

행을 제거하는 조작은 강성매트릭스의 제1행의 요소를 영으로 놓으면 된다 (Fig 2.4(b)참조) 또한 변위를 영으로 하는 대신에 강성매트릭스의 제1열을 영으로 한다.

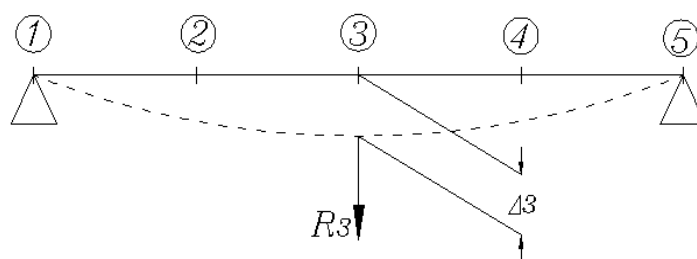
이상의 결과를 정리하면 지점의 처리는 그 지점과 같은 번호의 강성매트릭스의 행과 열의 요소를 영으로 놓으면 된다. 이 때 행과 열이 모두 영으로 된 강성매트릭스는 역매트릭스 계산이 불가능하므로 이것을 축소시켜 역매트릭스를 계산한 다음 다시 원상태로 확대하면 된다. 그러나 실제 전산 프로그램 작성상 이 조작은 상당히 번잡하므로 행과 열을 영으로 한 다음 대각요소만을 1로 놓아 역매트릭스를 계산하는 것이 편리하다.

지점이 절점5와 같이 탄성 지지되는 경우에는 절점의 변위에 비례하는

반력 $R_5 = KV_5$ (K 는 스프링정수)가 생긴다. 이것도 하중항 P 에 포함시켜야 하는데 V_5 를 포함하는 항을 우변에 둘 수 없다. 이것을 좌변으로 옮겨서 강성매트릭스의 (5.5)요소에 K 를 합산하면 된다. 이와 같은 방법으로 각 지지점의 반력을 계산할 수 있다.

2.3 반력영향계수의 계산

지금 어떤 절점이 주어진 양만큼 이동하였을 경우 다른 절점의 상대치는 어떻게 변할 것인가 하는 문제를 생각하여 보기로 한다. 가령 축계의 중간 지점이 침하하였을 경우 각 부분의 단면력, 또는 다른 지점의 지지하중변화를 구하는 문제가 여기에 해당한다.



(a)

•	•	k_{13}	•	•	=	V_1	=	0
•	•	k_{23}	•	•		V_2		0
k_{31}	k_{32}	k_{33}	k_{34}	k_{35}		Δ_3		R_3
•	•	k_{43}	•	•		V_4		0
•	•	k_{53}	•	•		V_5		0

(b)

$$\begin{array}{ccccc|c|c}
\bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet & V_1 & -k_{13}\Delta_3 \\
\bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet & V_2 & -k_{23}\Delta_3 \\
0 & 0 & 1 & 0 & 0 & V_3 & \Delta_3 \\
\bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet & V_4 & -k_{43}\Delta_3 \\
\bullet & \bullet & 0 & \bullet & \bullet & V_5 & -k_{53}\Delta_3
\end{array} =$$

(c)

Fig. 2.5 Disposal of the nodal point deflection.

Fig. 2.5(a)에 보이는 바 와같이 절점 3이 Δ_3 만큼 변위한다고 한다. 이 변위를 일으키기 위해서는 절점3에 외력 R_3 을 작용시킬 필요가 있다. 따라서 이 경우의 식(2.13)은 Fig 2.5(b)와 같이 된다. Δ_3 은 기지량, R_3 은 미지량이다. 기지량은 우변으로 옮기고 미지량을 포함하는 방정식을 제거하면 Fig. 2.5(c)와 같이 변형된다.

구체적으로 설명하면 식(2.12)의 강성매트릭스의 제3열에 $-\Delta_3$ 을 곱하여 우변의 하중항을 만들어서 절점3에 대한 지점의 처리를 행하면 된다. 다만 강성매트릭스의 3행과 3열의 요소를 모두 0으로 하면 V_3 의 값(이것은 Δ_3 이다)이 바르게 구하여지지 않는다. 이 모순을 피하기 위하여 Fig. 2.5(c)와 같이 강성매트릭스의 (3,3)요소를 1, 하중항 벡터의 제 3요소를 Δ_3 으로 하여 풀거나 강성매트릭스의 (3,3)요소를 0으로 한 채 푼 다음 V_3 을 Δ_3 으로 변경하도록 한다.

이와 같은 방법으로 각 지점이 순차적으로 단위변위 만큼 변화를 일으킬 경우 각 지점의 지지하중(반력)의 변화가 반력영향계수이다.^{[15],[16]}

2.4 베어링 반력의 이론적 계산 과정

현재 수행되고 있는 축계 배치의 과정은 크게 3단계로 분류할 수 있다^[5].

첫째, 축계 배치 계산용 프로그램을 이용한 설계치의 설정

둘째, 설계치에 따른 축계 설치작업

셋째, 각 베어링에 적정 반력이 걸리도록 베어링 옵셋을 조정하는 수정 작업으로 나눌 수 있다.

설계에서 수행되는 프로그램을 이용한 축계 배치 설계치 설정은 프로펠러의 부력 및 엔진의 상태(Cold - Hot)를 고려하여 이루어진다. 기존 설정에 있어 중요한 사항은 추력 베어링에서의 전단력 및 굽힘 모멘트 값이 엔진 제작사에서 제공하는 정적 하중 다이어그램(static load diagram, Fig. 2.6 참조)의 기준영역 안에 존재해야 한다는 것이다. 실제 기준 설정 절차는 다음과 같다.

1. 각 요소(프로펠러, 축, 베어링 등)에 대해 모델링을 한다.
2. 직선 상태(옵셋 없음)에 대한 축계의 반력을 계산한다.
3. 베어링의 옵셋을 설정하여 추력 베어링에서의 굽힘 모멘트와 전단력 값이 정적 하중 다이어그램의 영역 내에 존재하도록 모델링을 수정한다.
4. 적하 하중 및 엔진 변형 상태를 가정 한 조건에 대해 (3)의 과정을 반복한다.
5. 각 베어링에 걸리는 면압을 계산한다.
6. Fig. 2.7과 같이 설치를 위해 필요한 갭-색을 계산한다.

이러한 과정을 통해 계산된 갭-색을 기준으로 축계의 설치가 이루어진다. 그러나 일반적인 설계치 설정과정은 (1)의 과정에서 엔진 내부 크랭크 샤프트를 동일한 질량을 가지는 등가모델로 모델링함에 따른 오차와 (3)의

오프셋 적용 시 실제 오프셋이 발생함에도 불구하고 후부 및 전부 선미관 베어링의 오프셋을 항상 0으로 설정함에 따른 오차 등으로 인해 깎-색의 적용 후 적당한 반력을 얻지 못하는 경우가 종종 발생한다. 이에 설치를 수행하는 현장에서는 베어링에 적당한 반력이 걸리도록 오프셋을 다시 조정하는 작업을 수행한다.

설계치 설정은 적하 하중에 따른 프로펠러의 부력상태 및 엔진의 변형에 따른 오프셋의 변화만을 고려하고 있어 동적인 상태에서 축의 거동에 영향을 주는 선체변형과 프로펠러 추력에 의한 굽힘 모멘트 등을 추가적으로 고려해야 한다.

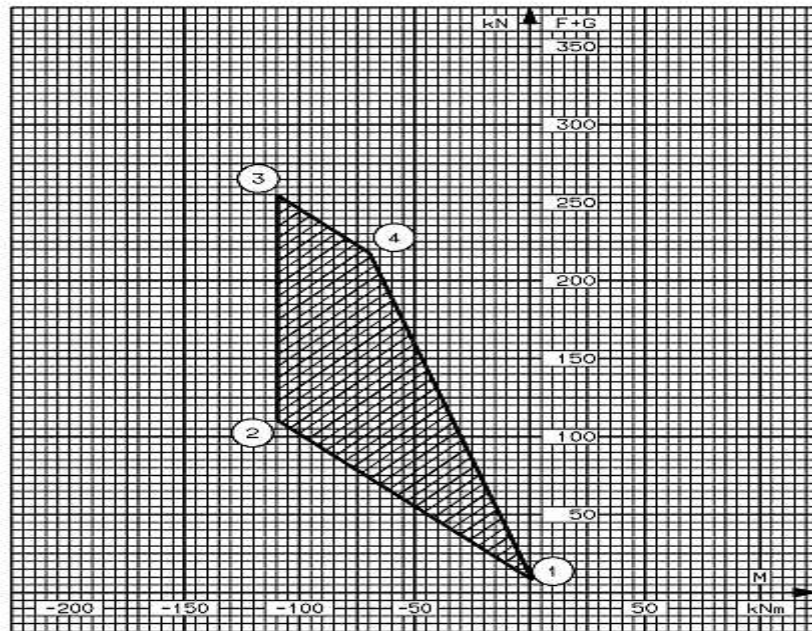


Fig. 2.6 Static load diagram provided by the engine maker

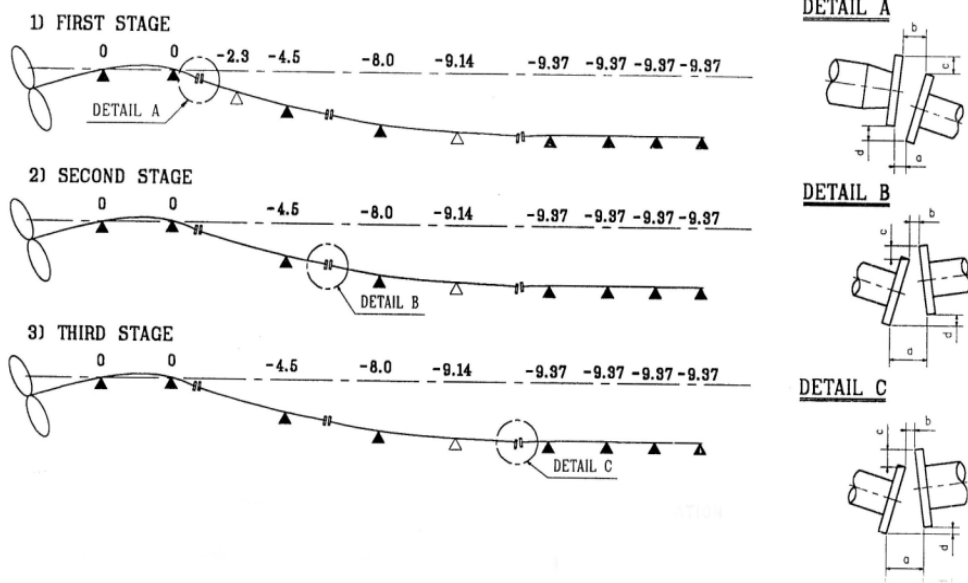


Fig. 2.7 Calculation by gap-sag

제 3 장 베어링 반력의 계측 방법

추진 축계의 베어링 반력 측정 방법에는 일반적으로 잭-업에 의한 방법과 스트레인 게이지를 이용하는 방법이 있다. 3장에서는 이 두 가지 방법간의 베어링 반력 측정 방법과 장, 단점에 관하여 기술한다.

3.1 잭-업에 의한 베어링 반력 계측 방법

3.1.1 잭-업의 의미와 장단점

잭-업은 추진축계의 베어링 반력을 확인하기 위해 가장 일반적으로 이용되고 있다.^[13] 이 방법은 측정의 단순함 때문에 여러 산업분야에서 가장 광범위하게 사용되고 있으며, 측정하는 방법은 눈금이 되어있는 유압잭으로 축계를 각 베어링에서 차례로 들어 올려서 축이 베어링으로부터 떨어지는 순간에 상당하는 베어링 하중을 읽는다. 축을 단계적으로 들어 올리고 한편으로는 상하방향의 움직임을 다이얼 게이지를 읽어서 도표에 기입한다. 축이 베어링에서 떨어지는 순간 그려진 곡선은 경사가 급격한 변화를 일으킨다. 축을 하강시킬 때도 비슷한 곡선을 그리게 된다. 베어링 하중은 이들을 평균하여 취한다.

아래의 Fig. 3.1은 실제 조선소에서 이루어지고 있는 잭-업법에 의한 베어링 반력 측정 모습으로 유압잭을 이용하여 축을 들어 올리면서 다이얼 게이지의 변위값 변화를 확인하여 Fig. 3.3의 하중 계측 선도를 작도한다.^[5] 아래의 Fig. 3.2는 전부 선미관 베어링에서의 베어링 반력 측정을 위해 축의 하부에 유압잭을 설치하고 상부에는 다이얼 게이지를 설치하여 작업자가 유압을 조절하며 베어링 반력을 측정하는 모습이며, Fig. 3.3은 잭-업으로 계측된 하중 계측 선도를 나타낸다.

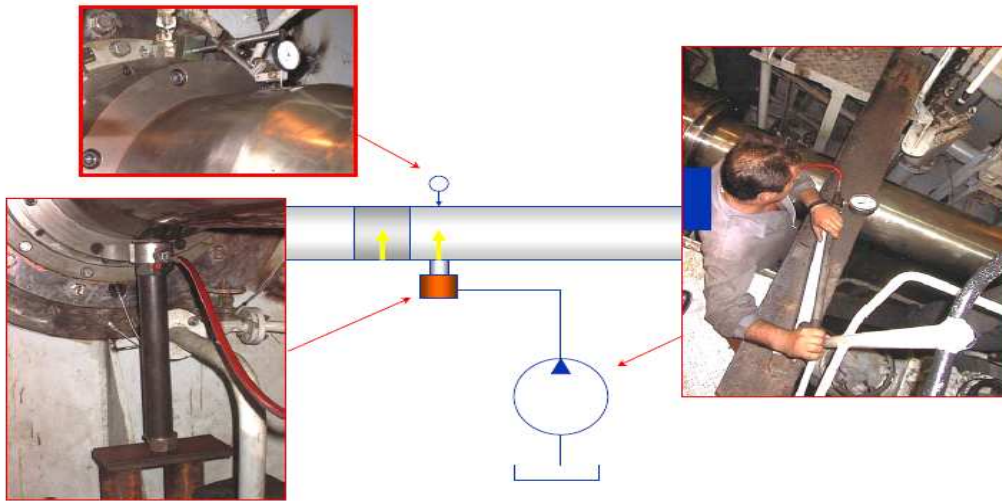


Fig. 3.1 Measurement of bearing load by jack up method

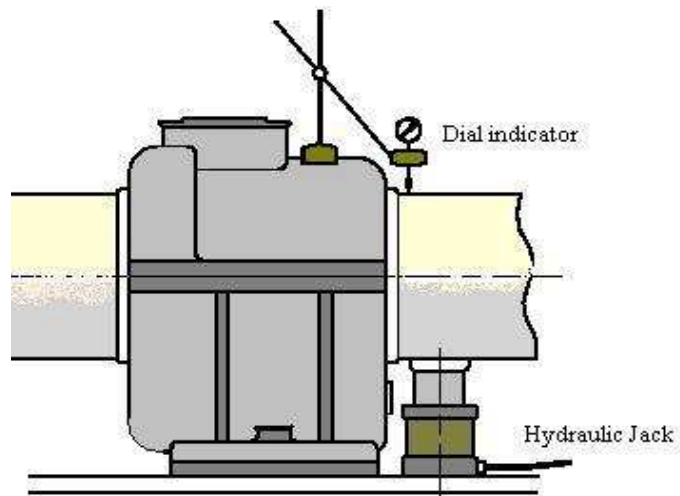


Fig. 3.2 Bearing load measurement at intermediate shaft bearing

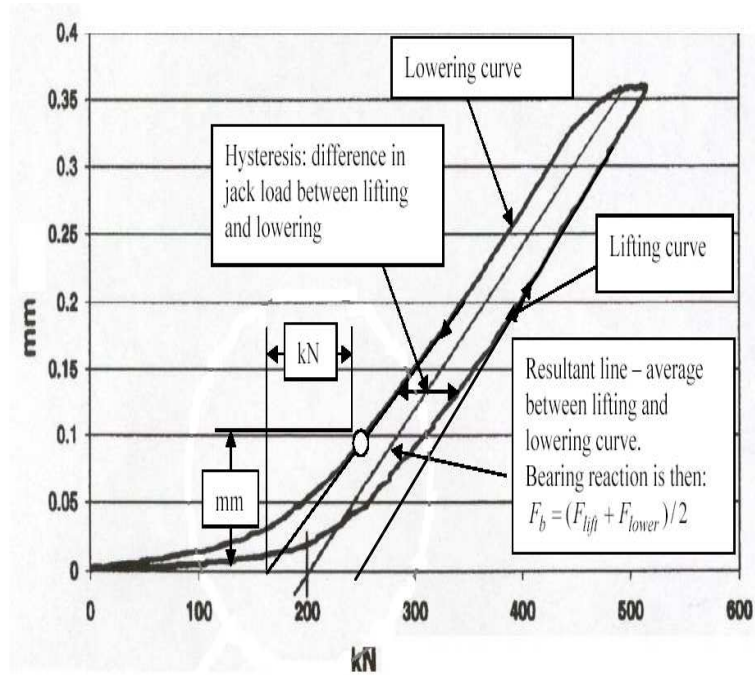


Fig. 3.3 Result of jack up measurement

• 잭-업법의 장점

1. 단순한 장비와 작업이 용이하다.
2. 정확도는 로드 셀 측정과의 조합으로 개선된다.
3. 직접적으로 반력을 측정 할 수 있는 유일한 방법이다.

• 잭-업법의 단점

1. 잭을 받혀주기 위하여 특별한 지지대가 필요하다.
2. 잭을 베어링 옆에 설치하지 않으면 안 되기 때문에 매우 짧은 베어링 간 거리에 대하여는 실제의 베어링하중을 평가하기 위하여 계산에 의한 조절이 필요하다.
3. 유압잭이 올바르게 받혀지지 않으면 착오를 일으키는 베어링 지지변형을 야기 시킬 수 있다.

4. 각각의 반복된 측정을 위해 동일한 준비시간이 요구된다.
5. 만약 로드 셀이 사용되지 않는다면 측정은 큰 히스테리시스의 결과를 초래한다.
6. 작업자의 경험에 많은 영향을 받는다.

3.1.2 실제의 베어링 지지하중 계산방법

짧은 베어링의 스패에 대한 계산상의 조절은 다음과 같이 행한다. 각 잭 위치에 대하여 잭을 또 다른 베어링으로 보고 별도의 계산을 수행한다. 잭에 대한 영향계수를 Fig 3.4에서 R_{bj} (잭에 대한 베어링의 영향계수), B_{jj} (잭에 대한 잭의 영향계수)라 하고 베어링의 반력 F_b , 잭의 힘을 F_j 라 하고 잭에서의 변위를 Y_j 라 하면 베어링 반력이 영으로 되는 순간 다음 관계가 성립한다.

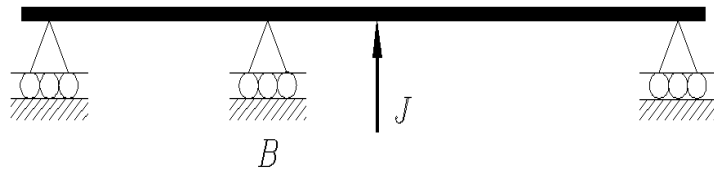


Fig. 3.4 Bearing(B) and jack(J) position for jack up measurement

$$F_j = Y_j R_{jj}, F_b + Y_j R_{bj} = 0 \quad (3.1)$$

$$F_b = -F_j \left(\frac{R_{bj}}{R_{jj}} \right) \quad (3.2)$$

따라서 베어링 반력은 잭의 힘에 $-R_{bj}/R_{jj}$ 의 크기를 갖는 계수를 곱하여 줌으로서 구할 수 있으며 이 계수를 “잭 수정계수”라 한다. 이들 계수는 각 잭을 베어링으로 간주하여 방정식에 도입하고 베어링 반력과 같은 방법으로 유도한다.

3.1.3 잭-업을 시행할 경우의 주의점

잭을 조작하는 사람은 축을 들어 올리는 동안 부하를 감하여서는 안 되며 그의 반대의 경우도 마찬가지다. 축을 너무 올려서는 안 되며 그렇지 않을 경우 부당한 변형을 축이나 인접 베어링에 발생시킬 수 있다.

3.2 스트레인 게이지에 의한 굽힘 모멘트 측정 방법

일반적으로 축계 배치는 잭-업으로 수행하는데 이 방법은 숙련이 요구되고 시간이 많이 소요되는 문제가 있다. 또한 잭으로는 유압잭을 이용하여 베어링의 반력을 측정하는데, 잭을 설치하기가 곤란한 위치(후부 선미관 베어링)의 베어링 반력은 측정이 불가능하다는 단점이 있다. 여기서는 이들 단점을 개선할 수 있는 스트레인 게이지를 이용하여 베어링 반력을 측정하는 방법을 검토한다.

3.2.1 스트레인 게이지를 이용한 축계의 모멘트 측정

스트레인 게이지는 물체의 인장이나 압축 시의 변형량 변화를 측정할 수 있는 센서로 각종 산업분야의 응력이나 변형량 등의 측정을 위하여 사용된다. 이것의 원리를 간단히 설명하면 다음과 같다.

스트레인 게이지 자체는 보통 어떤 전기저항으로 이루어져 있는데 이것이 물체의 표면에 완전히 접촉된 후 그 물체가 응력 상태 하에 놓이게 되면 변형이 생기게 되고, 이 변형만큼 스트레인 게이지의 변형이 일어나게 되어 그 내부의 저항값이 변하게 된다. 이제 이 게이지들을 적당한 전기회로로 구성하여 회로의 입력부분에 일정한 전압을 걸어 놓으면 회로 내의

게이지 저항값이 변화할 때 회로 출력부분의 전압이 변화하게 되는데, 이 변화하는 전압이 바로 물체의 변형에 비례하는 값이다.

스트레인 게이지 기술을 적용하기 위해 사용되는 일반적인 휘트스톤 브리지회로(Wheatstone bridge)구성 방법에는 게이지의 부착 개수에 따라 1 게이지(Quarter bridge), 2 게이지(Half bridge), 4 게이지(Full bridge)법 등이 있다. 본 연구에서는 축에 발생하는 추력의 영향을 없애기 위해 Fig. 3.5와 같은 형태의 4 게이지법을 이용하였다. 4 게이지법은 신호 증폭 효과가 있기 때문에 변형 값이 1게이지에서 읽어 들인 변형 값보다 4배의 크기를 갖고, 온도 보상을 할 필요도 없는 장점이 있다. 자중에 의해 축은 Fig. 3.6와 같이 처짐과 모멘트가 발생된다. 본 논문에서는 자중에 의해 발생된 축의 굽힘 모멘트를 스트레인 게이지로 계측하여 반력 계산에 이용하였다.

축의 모멘트를 측정하기 위해서는 축을 360°만큼 회전시켜야 하고, 이때 변형은 각도의 함수로서 Fig. 3.7과 같이 표시된다. 회전축에서의 변형량 변화는 사인과 곡선을 형성한다. 이 변형량은 굽힘 모멘트와 관련이 있고, 축계의 중립축과 스트레인 게이지 사이의 수직거리에 관련이 있다. 이 관계를 수식으로 표현하면 식(3.3)과 같이 나타낼 수 있다.

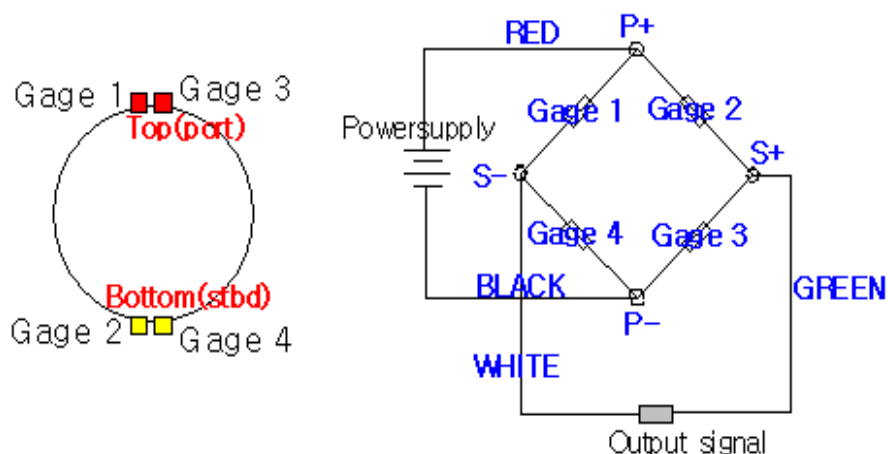


Fig. 3.5 Wheatstone bridge connection

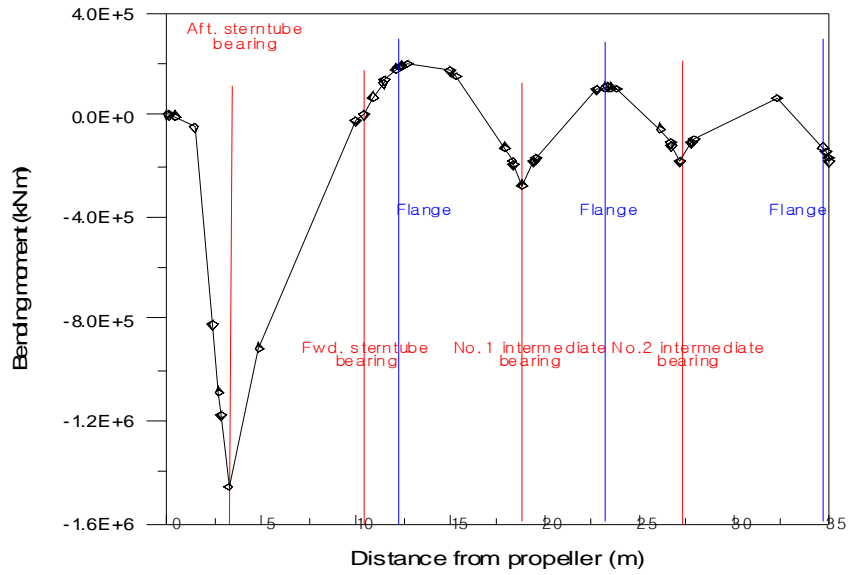
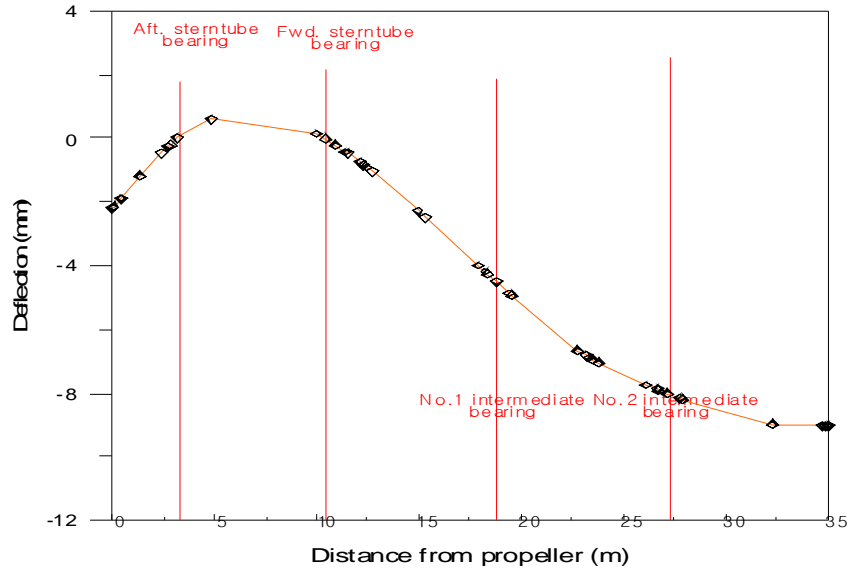


Fig. 3.6 Deflection and bending moment of shaft

$$\varepsilon = \varepsilon_a \cos(\theta + \lambda) + \bar{\varepsilon} \quad (3.3)$$

- ε_a : 변형량 진폭(Strain amplitude)
- θ : 수직 방향과 게이지 사이의 각도
- λ : 중립축과 수직상태 사이의 각도
- $\bar{\varepsilon}$: 평균 변형량(Average strain)

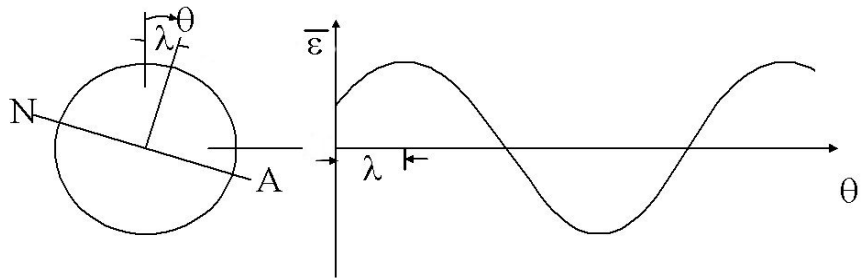


Fig. 3.7 Strain curve of shaft

축 모멘트는 축 표면에서 단축응력 (uniaxial stress) 조건과 관계되는 기본적인 보의 관계식을 적용하면 식(3.4)와 같이 된다.

$$\varepsilon = \frac{M_b c}{EI} \quad (3.4)$$

ε : 변형량

M_b : 축의 굽힘 모멘트

E : 탄성 계수(Young's Modulus)

I : 축단의 관성 모멘트

c : 축단의 각

중공축 및 중실축에서 I 는 각각 $I = \frac{\pi}{64}(d_o^4 - d_i^4)$, $I = \frac{\pi}{64}d_o^4$ 이며 $c = \frac{d_o}{2}$ 이므로(여기서, d_o : out diameter, d_i : inner diameter) 식(3.4)는 식(3.5)와 같이 변형될 수 있다.

$$M_b = E \frac{\pi}{32} \frac{(d_o^4 - d_i^4)}{d_o} \varepsilon, \quad M_b = E \frac{\pi d_o^3}{32} \varepsilon \quad (3.5)$$

이들 관계식으로부터 수직과 수평 모멘트를 나타내면 식(3.6), (3.7)과 같이 된다.

$$M_v = \frac{\varepsilon_a EI}{c} \cos \lambda \quad (3.6)$$

$$M_h = \frac{\varepsilon_a EI}{c} \sin \lambda \quad (3.7)$$

이러한 절차를 거치는 이유는 대부분 계측되는 모멘트 값은 큰 수직모멘트와 작은 수평모멘트를 동시에 포함하고 있기 때문이다. 실제로 축 배치 상태를 파악하기 위해 베어링 반력을 계측할 경우에는 수직방향 모멘트만 필요하다. 따라서 이러한 수직과 수평모멘트의 분리를 통해서 정확한 수직방향 모멘트를 구할 수 있다.

3.2.2 측정의 정밀도

축에 걸리는 모멘트를 스트레인 게이지를 이용하여 측정하고 계산하는데 있어 정밀성에 영향을 주는 여러 요소들은 다음과 같다.

1. 게이지 오배치(Gage misalignment)를 들 수 있다. 축방향의 게이지 부착 오배치로 인한 오차는 $(1 - \cos 2\alpha)$ 로 표현 할 수 있다. 게이지 오배치는 일반적으로 최대 2° 이내이다.
2. 게이지 팩터의 변화를 들 수 있다. 게이지 팩터는 게이지 브리지 전압의 출력을 변화시키며, 측정된 모멘트의 정밀성에 직접적으로 영향을 준다. 일반적으로 게이지 팩터는 $\pm 0.5\%$ 내에 있다.
3. 장비의 정밀도(Instrumentation sensitivity)가 영향을 미칠 수 있다. 본 연구에서 사용된 장비는 측정 가능한 최대 범위를 사용한 경우, 약 $\pm 1\%$ 의 오차가 발생할 수 있다.
4. 축 재료의 특성에 의해서도 모멘트 측정 및 계산의 정밀도에 영향을 줄 수 있다. 즉, 탄성계수는 변형 계측치로 부터 모멘트를 계산할 때 필요하다. 축 재료인 강의 탄성계수는 203~210 GPa로 다양하지만 일

반적으로 206 GPa의 탄성계수를 이용하므로 오차범위를 2% 정도로 볼 수 있다.

이상을 종합하면 결과적으로 예상되는 최대 스트레인 오차는 식(3.8)과 같다.

$$\eta = (1 - 2\cos\alpha) \frac{\varepsilon_a(1-\nu)}{2} \pm 0.005\varepsilon_a \pm 0.01\varepsilon_a \pm 0.02\varepsilon_a \quad (3.8)$$

이를 바탕으로 탄성계수의 오차를 포함한 모멘트에 대한 오차는 식(3.9)와 같다.

$$m = \frac{EI}{c} \left\{ (1 - \cos 2\alpha) \frac{\varepsilon_a(1-\nu)}{2} \pm 0.005\varepsilon_a \pm 0.01\varepsilon_a \pm 0.02\varepsilon_a \right\} \quad (3.9)$$

게이지 오배치를 2°로 가정하면 모멘트 측정 시 발생하는 모멘트의 최대 오차는 식(3.10)과 같다.

$$m = \pm 0.036M \quad (3.10)$$

3.3 스트레인 게이지를 이용한 베어링 반력 해석

3.3.1 베어링 반력 해석의 유도

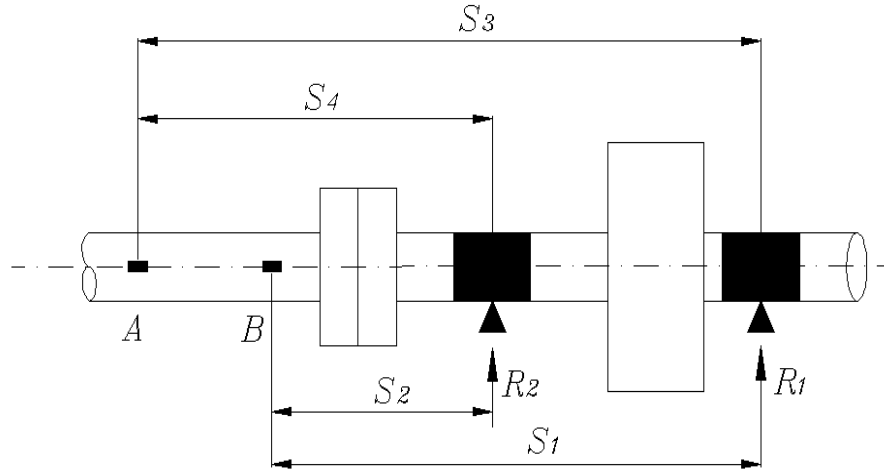


Fig. 3.8 Schematic diagram of bearing reaction force

Fig 3.8에서 보는 바와 같이 반력 R_1 , R_2 를 구하기 위해 스트레인 게이지 A, B를 부착하고 각 게이지로부터 각 베어링까지의 거리를 S_1 , S_2 , S_3 , S_4 라 한다. A, B 점에서 측정된 굽힘모멘트를 각각 M_A , M_B , 축 및 기어의 중량에 의한 모멘트를 각각 \overline{M}_a , \overline{M}_b 라 하면 A, B점에서의 모멘트 평형 방정식은 식(3.11), 식(3.12)와 같이 된다.^[17] (편의상 축을 \perp 로 굽히는 모멘트를 +로 한다)

$$A: M_A = R_1 \cdot S_1 + R_2 \cdot S_2 + \overline{M}_A \quad (3.11)$$

$$B: M_B = R_1 \cdot S_3 + R_2 \cdot S_4 + \overline{M}_B \quad (3.12)$$

식(3.11), 식(3.12)를 R_1 , R_2 에 대하여 정리하면

$$R_1 = \frac{(M_A - \overline{M}_A)S_4 - (M_B - \overline{M}_B)S_2}{S_1S_4 - S_2S_3} \quad (3.13)$$

$$R_2 = \frac{(M_B - \overline{M}_B)S_1 - (M_A - \overline{M}_A)S_3}{S_1S_4 - S_2S_3} \quad (3.14)$$

즉, 식(3.13), (3.14)로부터 M_A, M_B 를 측정하고 $\overline{M}_A, \overline{M}_B$ 를 계산하면 R_1, R_2 가 구해진다.

3.3.2 선미관 베어링의 반력

선박의 선미관에서 각 점간의 거리 S_1, S_2, S_3, S_4 와 반력 R_1, R_2 를 Fig. 3.9과 같이 정의하면, R_1, R_2 는 식(3.13), 식(3.14)를 이용하여 구할 수 있다.

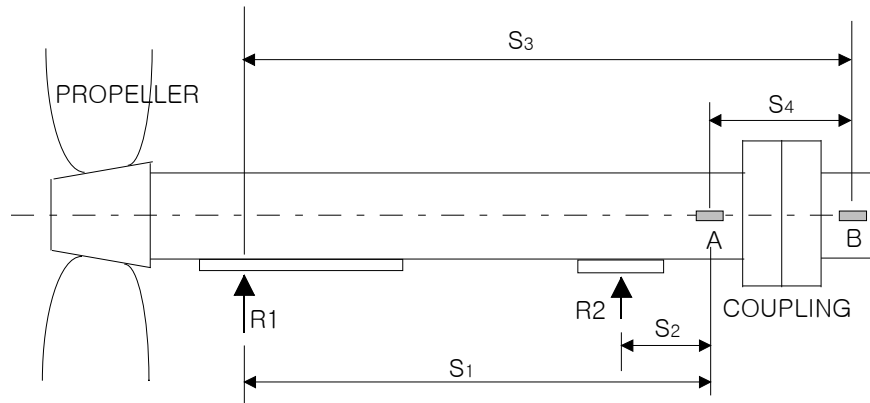


Fig. 3.9 Schematic diagram of aft. stern tube bearing

3.3.3 중간축 베어링의 반력

중간축 베어링의 반력을 구하는 데는 여러 가지 방법이 있는데, 다음의 3가지로 요약할 수 있다.

- 1) R_1, R_2 를 이용하는 방법

Fig. 3.10과 같이 세 점 A, B, C에서 굽힘모멘트를 측정하고 식(3.13), 식(3.14)의 방법으로 R_1 , R_2 를 구했다고 하면 각 점간의 거리를 S_1 , S_2 , S_3 라 정하고 C점에 대해 모멘트 평형방정식을 세운다. 즉,

$$M_c = R_1 \cdot S_1 + R_2 \cdot S_2 + R_3 \cdot S_3 + \overline{M}_c \quad (3.15)$$

여기서 \overline{M}_c 는 C점에 작용하는 축선 자중에 의한 굽힘모멘트 식(3.15)으로부터 중간축 베어링의 반력 R_3 은

$$R_3 = \frac{1}{S_3}(M_c - \overline{M}_c - R_1 \cdot S_1 - R_2 \cdot S_2) \quad (3.16)$$

로 구해진다.

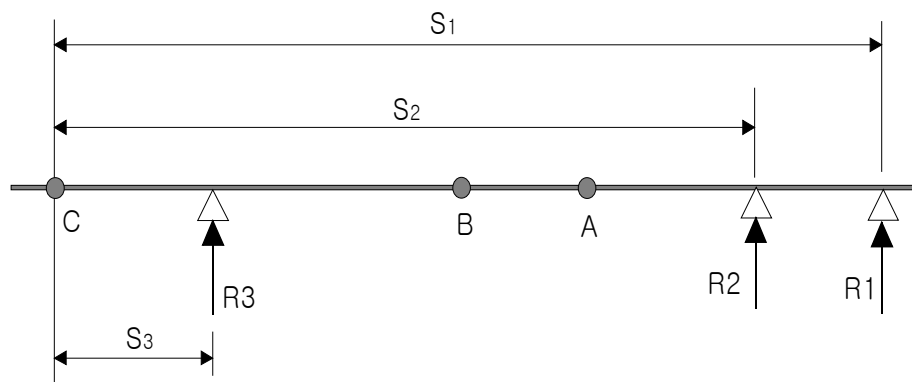


Fig. 3.10 Schematic diagram of inter. shaft bearing

2) 세 점에서의 굽힘 모멘트 계측으로 구하는 방법

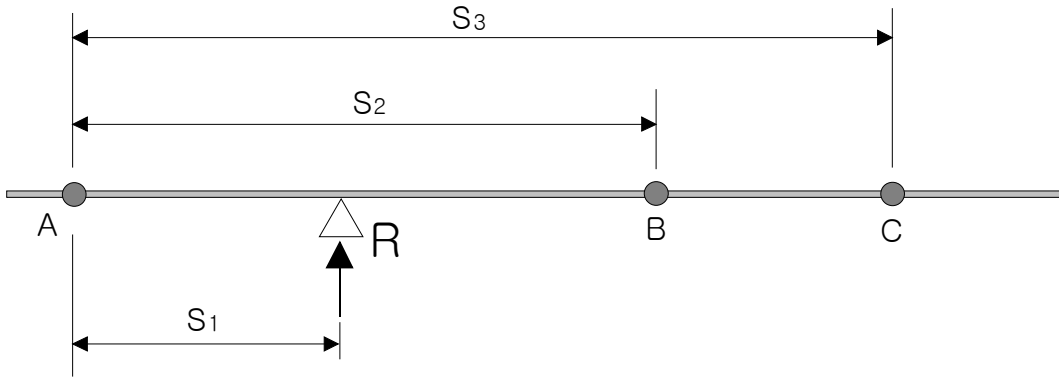
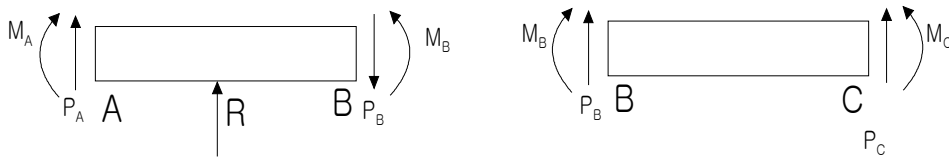


Fig. 3.11 Schematic diagram of inter. shaft bearing

Fig. 3.11에서 AB구간, BC 구간의 자유도를 그려보면 다음과 같다.

(M : 굽힘 모멘트 , P : 전단력)



먼저 C점에서의 모멘트 평형방정식을 구해보면

$$M_C = M_B + P_B(S_3 - S_2) + \overline{M}_a \quad (3.17)$$

여기서 \overline{M}_a 는 C점에 작용하는 지점 \overline{BC} 의 자중에 의한 모멘트이다. 식 (3.17)에서

$$P_B = \frac{M_C - M_B - \overline{M}_a}{S_3 - S_2} \quad (3.18)$$

이므로 B점에 작용하는 전단력을 계산 할 수 있다. 이제 A점에 대해 모

멘트 평형방정식을 세워보면 다음과 같다.

$$M_A = M_B - P_B S_2 + \overline{M}_\beta + R \cdot S_1 \quad (3.19)$$

여기서 \overline{M}_β 는 A점에 작용하는 지점 \overline{AB} 의 자중에 의한 모멘트이다. 식 (3.19)에 식(3.18)을 대입하고 R 에 대해 정리하면

$$R = \frac{1}{S_1} M_A - M_B - \overline{M}_\beta + \frac{S_2}{S_3 - S_2} (M_C - M_B - \overline{M}_\alpha) \quad (3.20)$$

즉, 식(3.20)으로부터 중간축의 반력을 계산할 수 있다.

제 4 장 실선축계의 베어링 반력 이론해석과 측정치의 비교

4장에서는 실선의 추진축계의 축 배치 이론해석 결과와 잭-업 및 스트레인 게이지를 이용한 베어링 반력 측정결과를 비교 검토하고자 한다. Table 4.1은 본 연구에 이용된 실선의 주요 사양이다.

Table 4.1 Specification of the shafting system

Vessel type	320,000 DWT VLCC
Diesel engine	6S90MC-C
	MCR 40,000 BHP × 76 rpm
	Journal diameter : 840 [mm] / 150 [mm]
	Crankpin diameter : 840 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch
	Diameter : 9,900 [mm]
	Material : Ni-Al-Bronze
	Mass in air : 74,958 [kg]
	Cap mass : 820 [kg]
Flywheel	Mass : 5,230 [kg]
	Number of teeth : 80

Fig. 4.1~4.2는 스트레인 게이지를 이용하여 굽힘모멘트를 측정하기 위

한 준비 작업으로 먼저 Fig 4.1은 선수측 스트레인 게이지를 SG #1, 선미측 스트레인 게이지를 SG #5로 하여 총 5부분에 축의 상하방향으로 설치하였으며, Fig. 4.2는 휘트스톤 브릿지 형식으로 설치된 스트레인 게이지의 모습과 연결 모습을 나타낸다.

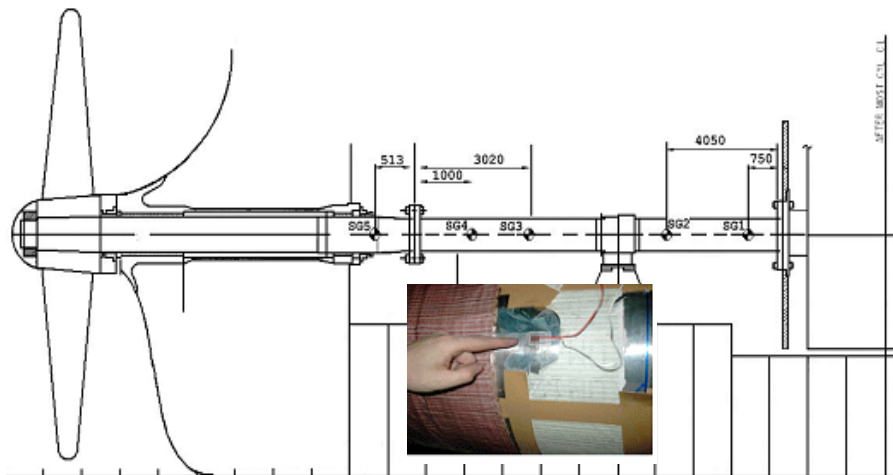


Fig. 4.1 Schematic of the strain gauge location

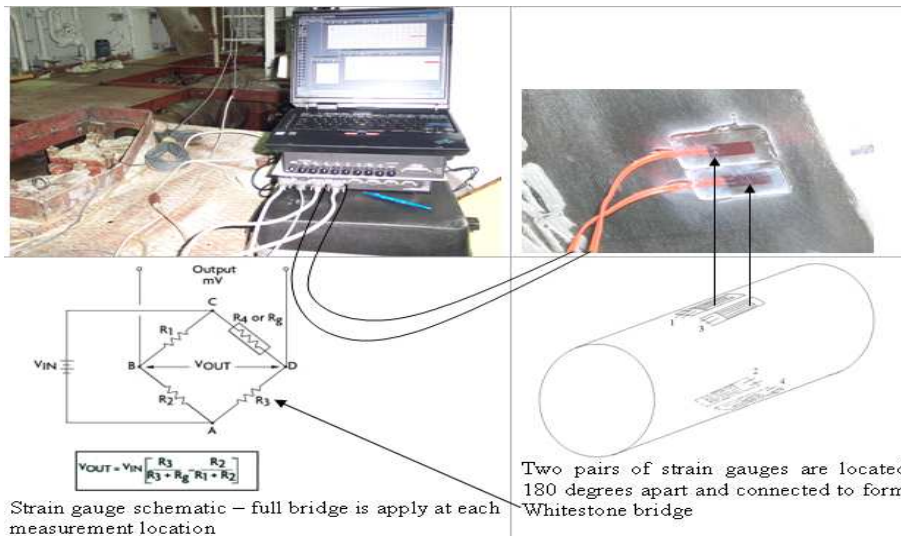


Fig. 4.2 Strain gauge fitting and connection

4.1 이론에 의한 축계 베어링 반력 해석

선박의 하중조건을 고려한 추진축계의 베어링 반력의 이론적 해석은 아직까지 한계가 있다. 다만 축계의 정적상태에서 엔진의 온도에 따른 축 배치는 해석이 가능하다. 여기서는 이를 고려하여 축계의 베어링 반력을 해석하고 고찰한다.

Fig. 4.3~4.4는 2장에서 기술한 이론적 해석법으로 축계의 베어링 반력을 해석한 결과이다. 이를 검토하여 보면 엔진의 정지 상태에서는 M/E #1 베어링의 하중이 거의 걸리지 않지만 엔진이 뜨거워지는 경우에는 베어링에 하중이 걸리는 것을 확인 할 수 있다. 이는 해석에서 고려한 열팽창에 의한 메인 엔진의 움셋 변화에 의한 것이다. 즉, 축 배치의 목적은 선박의 운항 중 축계 베어링에 적절한 하중이 걸리도록 하는 것이기 때문에 메인 엔진 정지 시에는 M/E #1 베어링의 하중을 작게 걸리도록 배치한다. 이는 운항 중 메인엔진의 온도가 상승하면 Fig. 4.4 와 같이 열팽창에 의해 M/E #1 베어링 양쪽의 중간 축 베어링과 M/E #2 베어링의 반력에도 영향을 주어 베어링 하중에 변화를 일으키는 것을 알 수 있다.

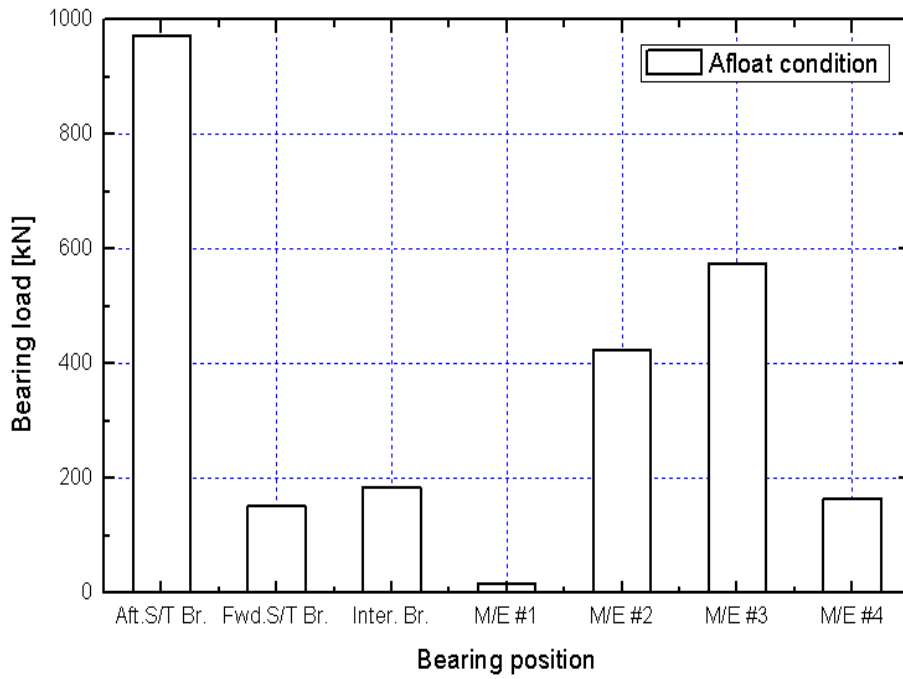


Fig. 4.3 Calculation of afloat condition

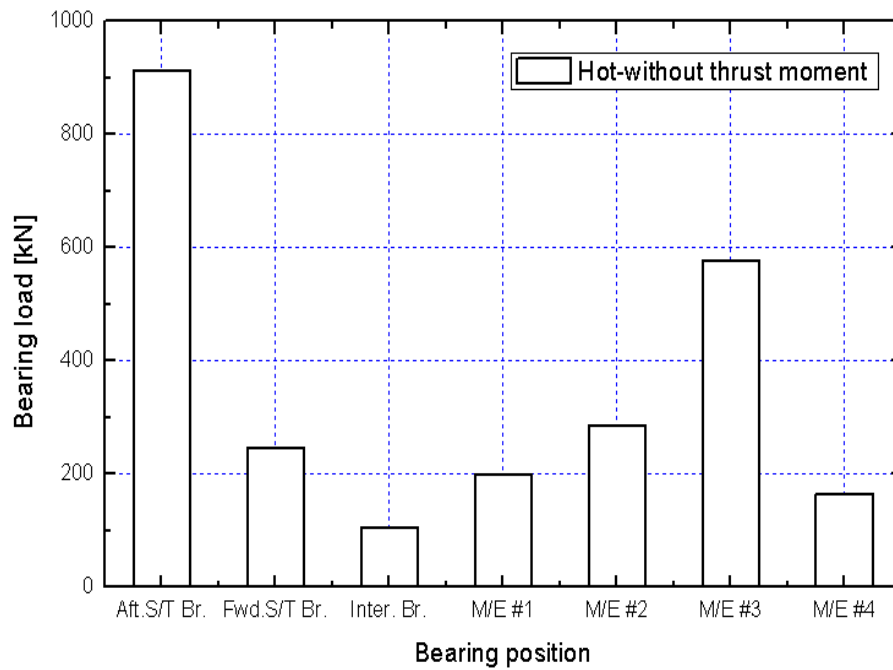


Fig. 4.4 Calculation of hot condition – without propeller thrust moment

4.2 측정 에 의한 축계 베어링 반력 고찰

4.2.1 축계 베어링 반력 측정 조건

추진 축계의 조건 변화에 따른 베어링 반력을 측정하기 위하여 스트레인 게이지를 이용한 모멘트 및 잭-업에 의한 베어링 반력을 측정하였다. 측정은 선박의 운항 상태에 따라 축계의 베어링 반력이 어떻게 변하는지 파악하기 위해 다음과 같이 베어링 조정 전후, 엔진의 온도 그리고 APT(After Peak Tank)의 적재 차이 등에 따라 시행하였다.

- 드라이 도크 - 엔진 냉간 상태.
- 진수 후 베어링 조정 전 - 엔진 냉간 상태
- 진수 후 베어링 조정 후 - 엔진 냉간 상태
- 시운전 ; 밸러스트 조건 - 엔진 열간 상태 ; APT 비어 있는 상태
- 시운전 ; 밸러스트 조건 - 엔진 열간 상태 ; APT 가득 찬 상태
- 시운전 ; 화물 적재 조건 - 엔진 열간 상태 ; APT 비어 있는 상태
- 시운전 ; 화물 적재 조건 - 엔진 열간 상태 ; APT 가득 찬 상태

4.2.2 잭-업과 스트레인 게이지에 의한 측정치의 비교

Table 4.2~4.3은 드라이 도크를 시작으로 레이든 조건까지 잭-업을 이용한 베어링 반력, 스트레인 게이지를 이용한 굽힘모멘트 등을 측정하고 이를 정리한 결과이다. 이 표에서 잭-업의 경우 무부하 상태로 인하여 하중값을 구하지 못하는 경우가 발생하였고, 굽힘모멘트의 측정에는 일부 스트레인 게이지의 파손으로 인하여 측정이 이루어 지지 않은 경우가 발생하였다. 이들 표에서는 이를 N/A로 표기하였다.

Table 4.2 Results of Bearing Load by Jack up

Measured reaction [kN]						
	Launching- Before Abj.	Launching- After Abj.	Ballast- APT-Empty	Ballast- APT-Full	Laden- APT Empty	Laden- APT Full
Aft_ST	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Fwd_ ST	201.0	138.0	143.9	57.0	152.3	83.8
Int_ Ber.	180.7	232.4	179.0	185.5	114.3	225.3
ME#1	Unload	Unload	177.8	171.4	120.3	200.8
ME#2	501.8	345.0	244.7	244.7	144.0	160.9
ME#3	339.3	370.8	335.0	282.9	356.7	370.1
ME#4	583.1	530.9	N/A	N/A	N/A	526.6
ME#5	401.6	233.2	N/A	N/A	N/A	475.8
ME#6	N/A	552.5	N/A	N/A	N/A	577.5
ME#7	N/A	156.4	N/A	N/A	N/A	300.4
ME#8	N/A	204.9	N/A	N/A	N/A	152.4

Table 4.3 Results of Bending Moment by strain gauge

Measured bending moment [kN · m]						
	Launching- Before Abj.	Launching- After Abj.	Ballast- APT-Empty	Ballast- APT-Full	Laden- APT- Empty	Laden- APT Full
SG5	388	115	180	-42.6	242	72
SG4	N/A	N/A	-41.5	-168.5	71.6	-73
SG3	63	42	-114	-190	-48.5	-58.5
SG2	-123	-190	-221	-228.5	-86.7	-63
SG1	-302	-525	-252.5	-194	57	65

4.2.3 스트레인 게이지로 측정된 베어링 반력

3장에서 기술한 이론적 배경을 바탕으로 스트레인 게이지로 측정된 굽힘 모멘트를 이용하여 베어링 반력을 해석하고 이를 Table 4.4에 정리하였다. 이 결과를 잭-업으로 측정된 베어링 반력과 비교하였으며 이를 Fig. 4.5~4.6에 보인다.

Table 4.4 Results of bearing reaction load by strain gauge

Calculated results of bearing reaction [kN]							
	Dry Dock	Launching- Before Abj.	Launching- After Abj.	Ballast- APT-Empty	Ballast- APT-Full	Laden- APT Empty	Laden- APT Full
Aft. S/T Brg.	1125.9	981.7	1041.7	1079.1	1137.3	1033.6	1075.7
Fwd. S/T Brg.	100.8	157.1	148.9	141.7	78.0	111.4	43.8
Inter. Brg.	229.0	188.6	201.4	151.3	171.9	81.4	171.9

Fig. 4.5는 전부 선미관 베어링에서 스트레인 게이지와 잭-업을 이용해 측정된 결과이다. 이를 검토해 보면 두 값 사이에 약간의 차이는 있으나 일반적으로 축계 배치에 문제가 될 정도는 아니다. 그리고 벨러스트, 레이든 조건 모두 APT의 조건 변화에 따라 베어링의 반력에 미치는 영향이 크다는 것을 알 수 있다. Fig. 4.6은 중간축 베어링에서의 스트레인 게이지와 잭-업을 이용해 측정된 베어링 반력이다.

이들 그림을 종합적으로 검토하여 보면 스트레인 게이지를 이용해 베어링 반력을 측정된 결과는 기존의 잭-업에 의한 결과와 실용상 문제는 없지만 스트레인 게이지에 의한 값이 잭-업에 의한 값보다 약간 큰 것을 알 수 있다. 이 차이는 APT(After Peak Tank)에 따른 벨러스트 조건보다 레이든 조건에서 약간 차이가 증가하였다. 한 척의 축계에서 측정된 결과만으로 어느 방법이 더 신뢰성이 있는지 판단하기는 어려우나 양쪽 다 불확실성을 갖고 있으므로 이 정도의 차이는 축계 배치에서 고려해야 할 것으로 생각된다. 다만 스트레인 게이지법은 축계배치에서 중요한 부분을 차지하는 후부 선미관 베어링의 하중을 예측할 수 있는 장점이 있다.

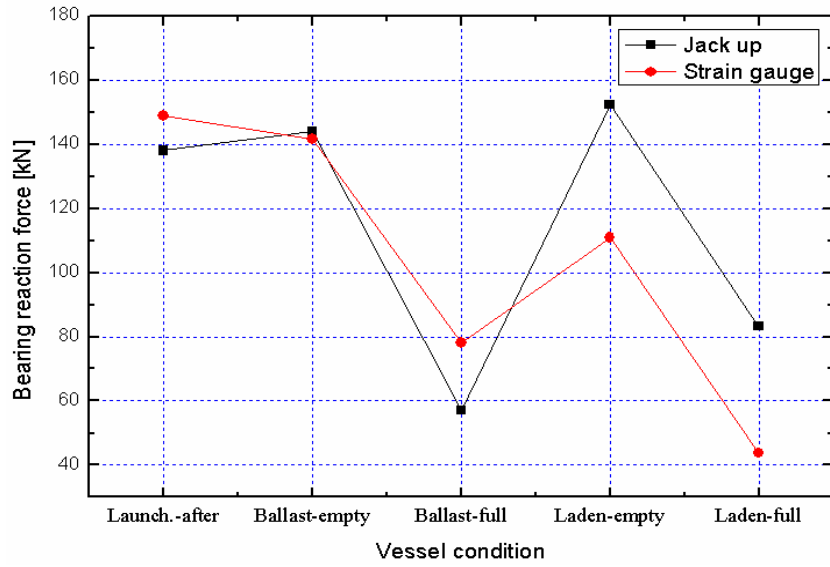


Fig. 4.5 Bearing load for each condition - fwd. stern tube bearing

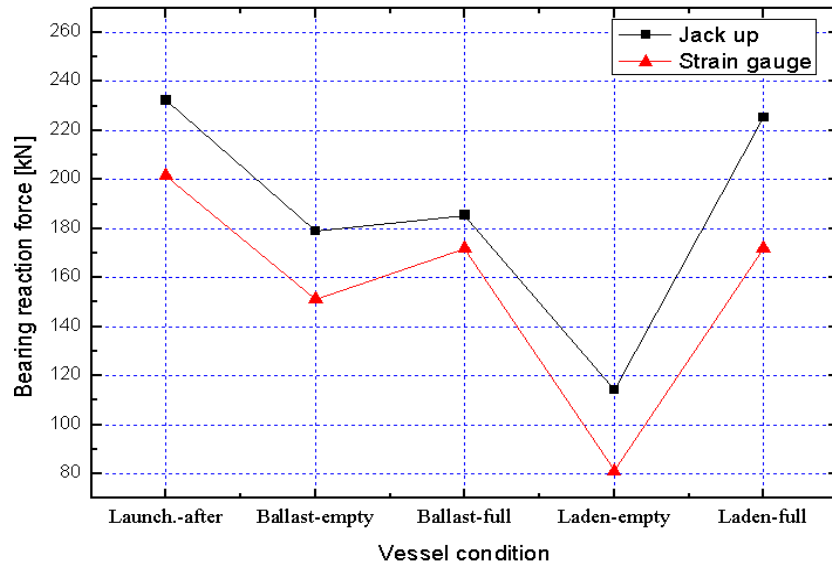


Fig. 4.6 Bearing load for each condition - intermediate shaft bearing

4.2.4 선박의 적하상태에 따른 후부 선미관 베어링 반력

여기서는 선박상태에 따른 후부 선미관 베어링 반력을 스트레인 게이지를 이용하여 측정하였으며 이를 Fig. 4.7에 정리하였다. 이를 검토하여 보면 선박의 적하상태에 따른 후부 선미관 베어링 반력은 벨러스트 APT-full 조건에서 가장 큰 값을 가지며, 레이든 APT-empty 조건에서 가장 낮은 값을 나타내었다. 또한 모든 조건에서 베어링 반력은 허용치를 만족하고 있으며 그 값도 크게 변하지 않음을 알 수 있다.

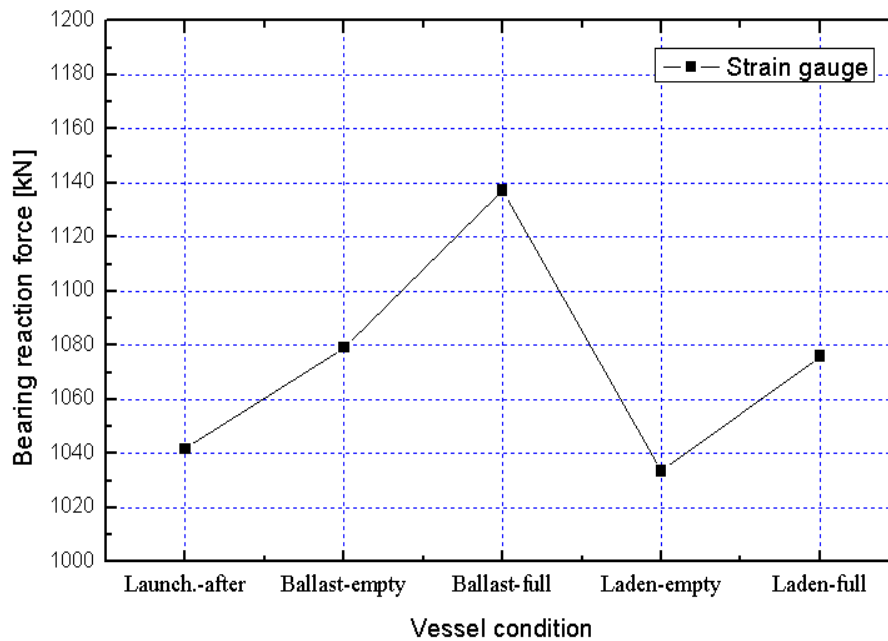


Fig. 4.7 Analyzed result of bearing reaction by the strain gauge from aft. stern tube bearing

4.3 축계 베어링 반력의 해석치 및 측정치의 비교

현재의 축계 배치 해석은 다양한 변수의 활용을 통하여 실제 선박에서의 축계의 변화를 미리 예측하여 운전 중 어떤 상태에서도 적당한 베어링 반력을 갖도록 하는 데 목적이 있다. 이를 위해 선체가 갖는 운항 조건에 대하여 해석을 행하고 검토하여야 한다. 그러나 해석에는 한계가 있으므로 측정된 베어링 반력에 대해 모두 이론적 해석결과와 비교하기에는 곤란하다.

따라서 여기서는 해석과 측정의 비교가 가능한 선박의 축계상태만을 대상으로 하여 검토하였다. 이에 해당하는 축계 조건은 베어링 옵셋 조절이 끝나고 진수 전 상태에 있는 플로팅 조건과 밸러스트 APT-empty 조건이다.

Fig. 4.8은 플로팅 조건에서 스트레인 게이지를 이용해 측정된 베어링 반력과 이론해석으로 구한 베어링 반력을 비교한 결과이며, Fig. 4.9는 밸러스트 APT-empty 조건에서 비교한 결과이다. 이들 그림을 검토하여 보면 스트레인 게이지를 이용한 베어링 반력과 이론적 해석에 의한 베어링 반력은 거의 차이가 없음을 알 수 있다. 이는 정적인 상태에서 축계 배치 해석은 신뢰성이 있음을 의미한다고 하겠다. 다만 선박의 적하상태에 따른 선체 변형의 고려한 축계 배치 및 동적 상태에서의 베어링 반력 해석에는 추후 지속적인 연구가 요망된다고 생각된다.

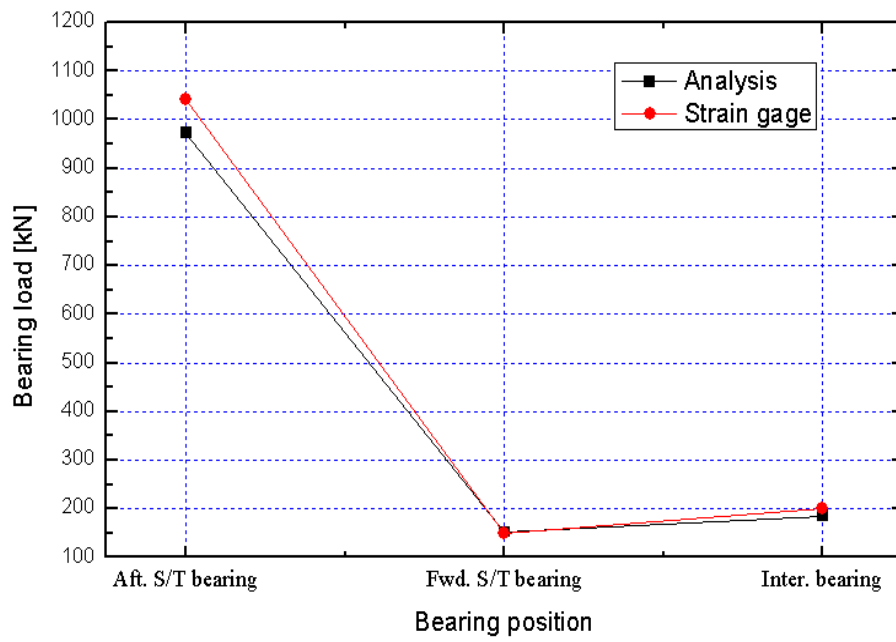


Fig 4.8 Measured and calculated bearing reaction force for afloat condition

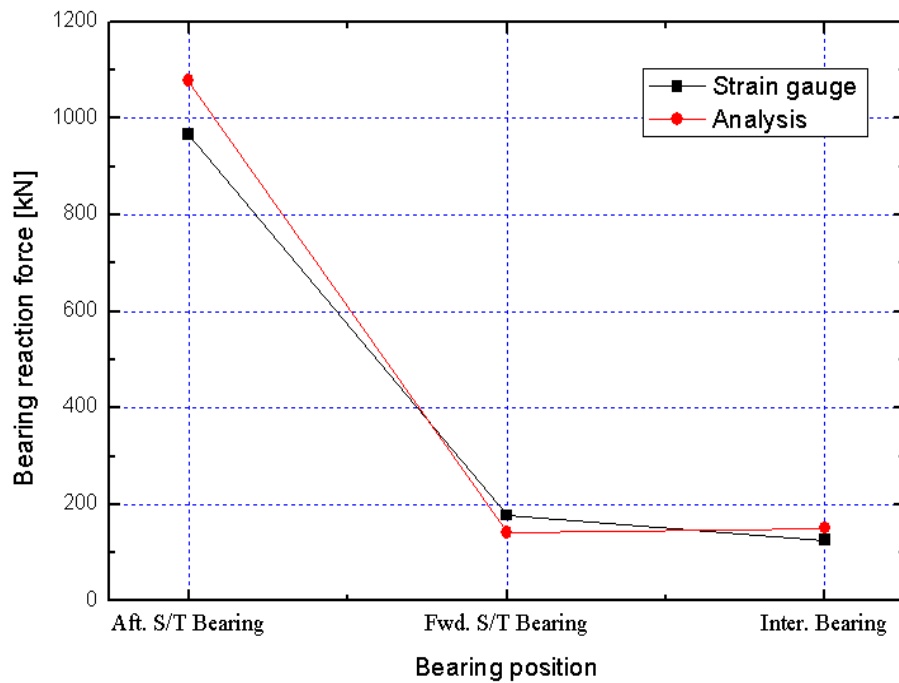


Fig 4.9 Measured and calculated bearing reaction force for Hot-without propeller thrust moment

제 5 장 결 론

추진축계 배치의 해석 목적은 선박의 적하하중에 따라 선체가 변형하거나 운전조건이 바뀌어도 축계의 베어링 반력을 적절한 값 이내가 되도록 하는 것이다. 그러나 현재 축계 배치 해석에서 열팽창에 의한 메인 엔진의 변형이나 프로펠러 추력모멘트에 의한 영향 등은 반영하고 있으나 선박의 적하하중 변화에 따른 고려는 효율적 방법을 검토하고 있는 단계에 있다. 이에 대한 방안으로 선박의 선형과 적하하중에 따른 선체 변형량을 데이터화하여 이를 축계 배치 해석에 반영하는 방법을 생각할 수 있다.

본 연구에서는 선박의 적하하중 및 운전조건에 따른 베어링 반력을 스트레인 게이지로 측정하고 이를 잭-업법에 의한 결과와 비교하고 선박의 적하상태에 따른 베어링 반력을 검토하였다. 또한, 축계 배치의 이론적 해석을 검토하고 이를 실제선박에 적용하여 스트레인 게이지법으로 구한 베어링반력과 비교하였다. 이상의 결과를 정리하면 다음과 같다.

- 1) 축계 배치의 이론적 해석방법을 검토하고 이를 실선 축계에 적용, 해석하여 측정 결과와 비교한 결과 해석법의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 다만 선체 변형과 축계의 동적 거동이 축계 배치에 미치는 영향을 고려한 해석이 요망된다.
- 2) 축계의 베어링 반력을 측정하는 방법으로 잭-업법과 스트레인 게이지법의 장단점을 검토하였으며 스트레인 게이지법이 선체의 조건 변화와 축계 배치에서 중요한 부분을 차지하는 후부 선미관의 베어링 반력을 측정할 수 있어 잭-업법보다 유용하게 이용될 수 있음을 알 수 있었다.
- 3) 스트레인 게이지를 이용하여 축계의 굽힘모멘트를 측정하고 이로부터 베어링 반력을 구하는 해석법을 검토하였으며, 이를 실제 선박의 축계에 적용하여 베어링 반력을 구하고 이를 잭-업법으로 측정한 베어링 반력

과 비교하였다.

- 4) 스트레인 게이지법과 잭-업법으로 측정한 실제 선박 추진축계의 베어링 반력은 약간 차이가 있었으나 실용상 문제가 될 정도는 아니었다. 다만 축계 배치를 시행할 때 이를 고려할 필요가 있으며 추후 다른 선박의 측정결과도 비교하여 양자의 차이를 정량화할 필요가 있다.

- 5) 스트레인 게이지법을 이용하여 전, 후부 선미관 베어링과 중간축 베어링의 반력을 검토하였으며 그 결과 본 연구에 이용된 오일 탱커의 경우 선체 조건 변화에 따른 베어링 반력 변화가 크지 않음을 확인하였다. 이는 본선의 경우 축계 배치가 적절히 이루어 졌음을 반증한다고 판단된다.

참 고 문 헌

- [1] Kosib R. E. and Francis J. J. and Woolacott R. A., New England Section, SNAME, 1959/1
- [2] Antkowiak E. T., Development Report R-11, Boston Naval Shipyard, 1957/10.
- [3] Anderson H. C. and Zrodowski J. J., Trans. SNAME, Vol.67, 1959, P.449.
- [4] Michell R., Naval Engineers Journal, 1959/2 P.153.
- [5] American Bureau of Shipping, "Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment", April 2004
- [6] Holger Mumm, "The Need for More Considered Design Approach to Engine-Hull Interaction" Germanisher Lloyd.
- [7] H. J. Jeon, " Ship Propulsion Transmission Equipment" 1986, Taehwa Publishing Company
- [8] M. N. Keshava Rao and M. V. Dharaneepathy, Computer-Aided Alignment of Ship Propulsion Shafts by Strain Gage Methods", Marine Technology, Vol. 28. No. 2. March 1991, pp. 84-90
- [9] Grant. R. B, "Shaft Alignment Methods with Strain Gages and Load Cells", Marine Technology, Vol. 17, No.1, January 1980, pp. 8-15
- [10] Perry C.C. and Lissner, H.R, "The Strain Gauge Primer, McGraw-Hill, New York, 1962.
- [11] Forrest, A. W. and Labasky, R.F., "Shaft Alignment Using Strain Gages", Marine Technology, Vol. 18. No.3.July 1981, pp. 276-284
- [12] K. S. Kim, W. S. Jang, "A Study on Shaft Alignment of the Rotating Machinery by Using Strain Gages", Journal of the Korean Society of Precision Engineering Marine Technology, Vol. 18. No.5. May 2002.
- [13] 全孝重, 船舶動力傳達裝置, 太和出版社, 1986.
- [14] Det noske Veritas, Shaft Alignment Calculation User's Manual, NV 5060, 1981/5, p.260
- [15] 全孝重, 文德弘, 韓國船用機關學會誌, 第5卷 第1號, 1981/8, p20-27.

[16] 全孝重 · 朴進吉 · 崔在星, 韓國船用機關學會誌, 第2卷 第1號, 1978/8, p.3.

[17] S.S. Na, I.C. Kim, K.S. Kim, T.Y. Kim, 韓國工作機械學會, 99年度 秋季
學術大會 論文集 pp.63-68.