

갭색법에 의한 추진축계 배치 시 갭과 색의 적정 공차에 관한 고찰

김희탁¹ · 박고용² · 조권희[†]

(Received March 7, 2018 ; Revised May 4, 2018 ; Accepted May 30, 2018)

A study on tolerance of gap and sag for propulsion shafting installation

Hee-Tag Kim¹ · Go-Ryong Park² · Kwon-Hae Cho[†]

요약: 최근에 건조되는 선박의 추진축계는 연료소비율 절감을 위해서 프로펠러 중량 및 동력전달축의 직경을 증가시켰다. 이러한 경향은 추진축계의 강성을 증가시킬 뿐만 아니라 축계를 지지하는 베어링의 하중을 증가시킨다. 그 결과 축계 거동은 흡수 변화에 따른 선체 변형을 추종하기 어렵게 되며, 일부 베어링에서는 무부하 상태가 되기도 한다. 선박 추진축계는 일반적으로 축계정렬 계산을 통해 베어링 높낮이를 선정된 후, 갭색법을 사용하여 설치를 하고 검증을 위해서 잭업법을 사용한다. 본 논문에서는 최근에 건조된 1,000 TEU 컨테이너선을 대상으로 갭과 색의 목표 값 대비 차이에 따른 베어링 높낮이를 역계산하여 축의 처짐 곡선을 추정하였다. 추정된 축 처짐 곡선을 바탕으로 베어링 하중과 프로펠러축과 선미부 선미관 베어링간의 상대경사각, 주기관 크랭크축 연결부에서 전단력과 굽힘 모멘트에 대해서 평가하였으며 그 결과를 바탕으로 갭과 색의 적정 공차에 관하여 검토하였다.

주제어: 축계정렬, 갭, 색, 축 처짐 곡선, 공차

Abstract: Recently, the propulsion shafting, propeller weight, and diameters of power transmission shafts have been increased in order to reduce specific fuel oil consumption in a new built ship. This tendency has led to result in unloaded condition of some bearings and increase in the stiffness of propulsion shafting system. Propulsion shafting system is installed by gap-sag method with the selected bearing offset through shaft alignment calculation. And then, it is confirmed the bearings' offset by Jack-up method after installation. In this paper, shaft deflection curve was estimated through inversely calculating the height of the bearings based on errors between gap and sag for 1,000 twenty-foot equivalent unit container ship. Based on the estimated shaft deflection curve, the shear force and bending moment at the main engine crankshaft joint were evaluated along with the load of bearings for propulsion shafting system. Based on the results, appropriateness of tolerance for gap and sag was examined.

Keywords: Shaft alignment, Gap, Sag, Shaft deflection curve, Tolerance

1. 서론

최근 건조되는 선박은 연료소비율(specific fuel oil consumption)을 절감하기 위하여 대직경의 프로펠러를 장착하고 있으며[1], 저속에서도 높은 추진효율을 갖도록 설계된 연료절약형 초장행정 엔진을 탑재하고 있다[2][3]. 이로 인하여 축계의 강성은 증가하게 되어 유연성은 저하되었고 추진축계는 선체 변형을 추종하기가 어렵게 되었다. 그 결과 종래에는 문제가 되지 않았던 축계 베어링의 손상이 발생하게 되었다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 축계를 지지하는 베어링의 높낮이를 조절하여 축계가 이를 지지하는 모든 베어링에 추종할 수 있도록 하는 추진축계 정렬 설계와 검증방법이 연구되었다[4].

축계 정렬작업은 축계를 지지하는 모든 베어링들이 설계 단계에서 구현된 베어링 하중이 작용되도록 각각의 베어링 높낮이를 설정하는 것이다. 따라서 축계를 지지하는 베어링의 높이를 정확하게 설정하기 위해서는 필수적으로 베어링의 높이를 측정하고 조정하는 기술을 필요로 한다. 하지만 선체가 변형되고 축계 정렬 해석에서 사용된 기준선을 구현하는 것이 매우 어렵기 때문에 베어링의 높이를 측정하고 조정하는 방법은 고난도의 기술을 필요로 한다. 일반적으로 작업의 편의성을 고려하여 베어링 반력을 측정하는 잭업법과 병행하여 갭색법을 적용하고 있다. 최근 일부 선급에서는 축계 정렬 작업의 정확도를 향상시키기 위해서 선미관 최후부 베어링의 가공 및 설치에 대한 검증을 추가

[†] Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1539-655X>): Department of Offshore Plant Management, Korea Maritime and Ocean University, 727, Taejong-ro, Yeongdo-gu, Busan 49112, Korea, E-mail: khcho@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4252

¹ Korea Register of Shipping, E-mail: htkim13@krs.co.kr, Tel: 070-8799-8798

² Sewol Investigation Commission, Mopo-si, Korea, E-mail: goryongpark@gmail.com, 061-469-0511

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

로 요구하고 있다[5][6]. 하지만 축계 정렬 작업의 기준선에 대한 검증을 강화한 조치이며, 검색법에 대한 정확도는 제시하고 있지 않다.

일반적으로 검색법을 이용하여 축계 배치를 하는 경우에 겹과 색의 허용공차는 각각 ± 0.1 mm 이내로 적용하고 있다. 따라서 축계 시공자가 상기 방법을 이용하여 축계 배치를 하는 경우에는 정밀한 측정기술이 요구되며, 만약 시공자의 측정오차가 과도할 경우에는 축을 지지하는 베어링의 높이 변화에 따른 베어링의 무부하상태가 발생할 우려가 있다.

본 논문에서는 1,000 TEU 컨테이너 선박을 대상으로 검색법을 이용하여 축계 배치 작업을 할 경우 플랜지 각부의 겹과 색의 값이 설계 치 대비 증감됨에 따른 축척집곡선 및 베어링 상하 위치변화를 비교 및 검토하였다. 또한 겹과 색의 변화량에 따른 각 베어링에 작용하는 하중과 엔진 최후단 커플링부의 굽힘 모멘트와 전단력을 검토하여 축계 건전성을 확보하기 위한 겹과 색의 적정 공차에 대해서 연구하였다.

2. 축계 정렬 해석 이론

2.1 보의 절점방정식

추진축계는 프로펠러의 하중과 편심추력에 의한 모멘트 등이 작용하는 하나의 부등단면보로 생각할 수 있다. Figure 1과 같이 부등단면보의 축계를 세분화하여 등단면보로 간주할 수 있을 정도로 세분하면 각각의 등단면은 하나의 부등단면보로 간주할 수 있다.

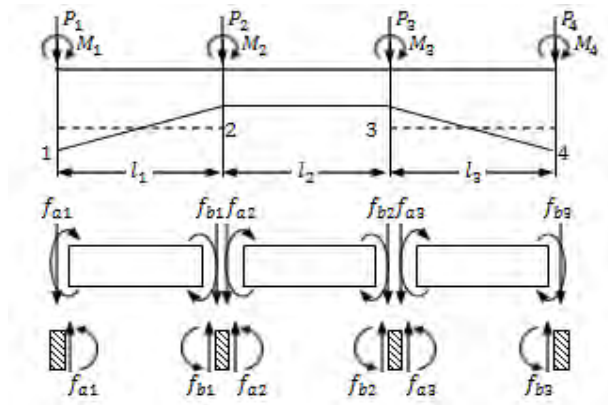


Figure 1: Beam of variable cross section

각 구간마다 강성 매트릭스를 비롯하여 외력의 벡터, 단면력의 벡터 등을 구하여 절점방정식으로 나타내면 식 (1)과 같다.

$$\left. \begin{aligned} f_{a1} &= k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} + f_{f_{a1}} \\ f_{b1} &= k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + f_{f_{b1}} \\ f_{a2} &= k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} + f_{f_{a2}} \\ f_{b2} &= k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + f_{f_{b2}} \\ f_{a3} &= k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} + f_{f_{a3}} \\ f_{b3} &= k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} + f_{f_{b3}} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

여기서, $f_{a1}, f_{b1}, \dots, f_{a3}$ 은 각 절점에 작용하는 외력을, k_{aa1} 은 a_1 점에 단위변위를 일으키기 위하여 a_1 점에 가하여야 할 힘을, k_{ab1} 은 a_1 점에 단위변위를 일으키기 위하여 b_1 점에 가하여야 할 힘을, U_{a1} 은 a_1 점의 변위, U_{b1} 은 b_1 점의 변위, $f_{f_{a1}}$ 은 a_1 의 고정단 단면력 (양단 a, b 를 고정하였을 때 작용외력에 의하여 a, b 단에 생기는 단면력)을 나타낸다.

부등단면보를 여러 개의 등단면보로 나누었기 때문에 2개의 등단면보에 사이에는 하나의 절점이 위치하고, 이 절점에 작용하는 단면력(하중, 모멘트)와 변위는 각 등단면보의 계산 결과가 동일해야 된다. 이러한 내용을 바탕으로 식 (1)을 정리하면 식 (2)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k_{aa1} & k_{ab1} & 0 & 0 \\ k_{ba1} & k_{bb1} + k_{aa2} & k_{ab2} & 0 \\ 0 & k_{ba2} & k_{bb2} + k_{aa3} & k_{ab3} \\ 0 & 0 & k_{ba3} & k_{bb3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{P1} \\ U_{P2} \\ U_{P3} \\ U_{P4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{f_{a1}} + 0 \\ f_{f_{a2}} + f_{f_{b1}} \\ f_{f_{b3}} + f_{f_{a2}} \\ 0 + f_{f_{b3}} \end{bmatrix} \quad (2)$$

이 때, $P_1 \sim P_4$ 는 절점에 작용하는 외력을 나타낸다[4].

2.2 겹과 색의 계산

추진축계 설치 시에 베어링 높이는 정확한 설치 기준선을 얻을 수 없으므로, Figure 2와 같이 베어링과 임시지지대의 높이를 조정하여 플랜지 사이의 수평방향 거리인 겹(gap)과 수직방향 거리인 색(sag)을 통해 간접적으로 확인하여 설치한다.

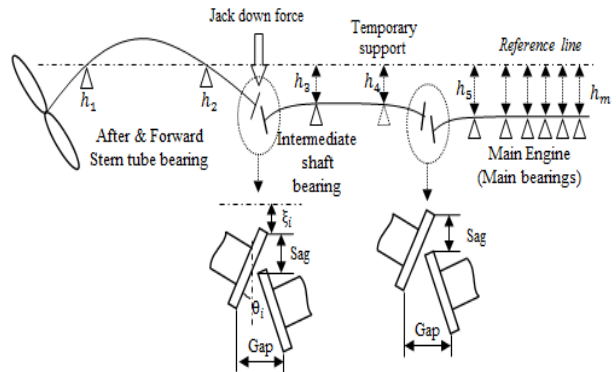


Figure 2: Definition of gap and sag

추진축계에서 플랜지부의 총 수가 n 개, 임시 지지대를 포함한 축계를 지지하고 있는 지지점의 수가 m 개라고 하면, 지점 높이와 커플링 끝의 휘임 및 경사각과의 관계는 식 (3)과 식 (4)로 표시할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \\ \xi_3 \\ \xi_4 \\ \xi_5 \\ \vdots \\ \xi_{2n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{1,1} & C_{1,2} & & & & \\ & C_{2,3} & C_{2,4} & & & \\ & & C_{3,3} & C_{3,4} & & \\ & & & C_{4,5} & C_{4,6} & \\ & & & & C_{5,5} & C_{5,6} & \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \\ & & & & & C_{2n,m-1} & C_{2n,m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \\ h_4 \\ h_5 \\ \vdots \\ h_m \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \\ \vdots \\ \theta_{2n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{1,1} & d_{1,2} & & & & & d_{1,m} \\ & & d_{2,3} & d_{2,4} & & & d_{2,m} \\ & & & & d_{3,3} & d_{3,4} & & d_{3,m} \\ & & & & & & d_{4,5} & d_{4,6} & & d_{4,m} \\ & & & & & & & & d_{5,5} & d_{5,6} & & d_{5,m} \\ & & & & & & & & & & \ddots & \vdots \\ & & & & & & & & & & & d_{2n,m-1} & d_{2n,m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \\ h_4 \\ h_5 \\ \vdots \\ h_m \end{bmatrix} \quad (4)$$

여기서, i 는 한 개의 플랜지면에 선미, 선수에서 절점이므로 1, ..., $2n$ 가 되고, j 는 지지점의 수 이므로 1, ..., m 가 된다. ξ_i 는 플랜지 끝의 수직 변위량 [mm], θ_i 는 플랜지 끝의 각 변위량 [rad], h_j 는 j 번째 지지점의 높이 [mm], $C_{i,j}$ 는 j 번째 지지점의 높이에 의한 i 절점에서 수직 변위량의 영향계수 [mm/mm], $d_{i,j}$ 는 j 번째 지지점의 높이에 의한 i 절점에서 각 변위량의 영향계수 [rad/mm]를 나타낸다.

이러한 경우에 플랜지에서의 겹과 색은 식 (5)와 식 (6)을 통해서 구해진다.

$$\left. \begin{aligned} g_1 &= (\theta_2 - \theta_1) D_1 \\ g_2 &= (\theta_4 - \theta_3) D_2 \\ &\dots\dots \\ g_n &= (\theta_{2n} - \theta_{2n-1}) D_n \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} s_1 &= \xi_2 - \xi_1 \\ s_2 &= \xi_4 - \xi_3 \\ &\dots\dots \\ s_n &= \xi_{2n} - \xi_{2n-1} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

여기서, D 는 i 번째 플랜지의 직경을 의미하고, g 는 겹을 s 는 색을 나타낸다. 본 논문에서는 선미 방향의 플랜지면이 선수 방향의 플랜지면 보다 더 높이 위치하고, 두 플랜지면 사이의 아래쪽이 점점 더 벌어지는 경우를 각각 색과 겹의 양의 값(> 0)으로 정한다.

3. 연구 방법

3.1 선박 제원

Table 1은 대상축계의 요목을 나타낸다. 이 축계는 프로펠러와 주기관이 중간축과 프로펠러축으로 직결된 방식이며, 프로펠러축은 2개의 선미관 베어링으로 지지되도록 설계되었다. 또한 ±0.1 mm의 허용공차를 적용한 검색법을 통해서 축계 배치를 하였다. Table 2는 대상 축계가 축계 정렬해석 시 결정된 각 베어링의 높이에 맞는 축 플랜지에서의 겹과 색의 설계 값을 나타낸다.

3.2 모델링 및 계산 조건

모델링 및 계산에 대한 검증으로는 유한요소법(finite element method)을 적용하였다. 추진축계 정렬 해석에 이용되는 크랭크축 등가계는 저널이나 핀 지름이 아닌 등가지름을 갖는 축을 이용하여, 엔진제조사에서 제시하는 값을 이용한다.

추진축계 모델링 및 각 베어링의 높낮이를 기준으로 축척 집중선 및 각 베어링에 인가되는 하중의 적절성 검증은

‘SeaTrust-SHALI’를 통해서 수행하였으며, 각 경우의 베어링 및 임시 지지점의 높낮이를 시행착오법을 통해서 계산하였다.

Table 1: Specification of the shafting system

Item		Detail
Main Engine	Type	6S46ME-B8.3
	MCR (kW x rpm)	6,700 x 122
Propeller	Type	FPP
	Diameter (mm)	5,500
	Number of blade	4
Intermediate shaft	Diameter (mm)	380
	Length (mm)	8,410
Propeller shaft	Diameter (mm)	440
	Length (mm)	7,660
Aft stern tube bearing	Effective length (mm)	880
	Clearance (mm)	0.7
Fore. stern tube bearing	Effective length (mm)	260
	Clearance (mm)	0.7
Int. shaft bearing	Effective length (mm)	320

Table 2: Design value of gap and sag at the design offset

Position of flange coupling	Unit : mm	
	Gap	Sag
Propeller shaft ~ Intermediate shaft	0.6483	2.5941
Intermediate shaft ~ Crankshaft	0.4985	-0.1906

Figure 3은 축계 정렬해석을 위한 대상축계의 모델링을 보인다. 본 연구에서는 대상축계를 여러 개의 등단면보로 구성된 부등단면보로 모델링을 하였다. 여기서 각 플랜지 커플링부에서의 겹과 색의 값은 Table 2에서 제시된 설계 값을 기준으로 하여, 건조당시 적용한 공차를 범위에서 겹과 색이 바뀌었을 경우 각 베어링의 높이를 추정하고, 그 베어링에서의 하중과 주기관 크랭크축의 플랜지에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트의 변화량을 비교 및 검토하였다.

먼저, 겹과 색 각각의 영향을 알아보기 위해, 프로펠러축과 중간축 사이의 플랜지, 또는 중간축과 크랭크 축 플랜지의 겹과 색의 값을 한가지 씩 각각 설계치 대비 최대 0.1 mm까지 증가시켰다.

그리고 두 개의 플랜지면에서 겹 값의 차이가 함께 발생하였을 경우의 영향을 알아보기 위해서, 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서의 겹의 값만을 설계치 대비 0.075 mm, 0.05 mm 증가된 상태에서 중간축과 크랭크축 사이의 플랜지에서 겹의 값을 설계치 대비 0.1 mm, 0.075 mm, 0.05 mm, 0.025 mm 증가하였을 경우의 베어링의 높이를 추정하였다. 그리고 각각의 경우에 베어링들에 작용하는 하중과 주기관 크랭크축의 플랜지에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트의 변화량을 비교 및 검토하여 해당 선박의 겹과 색의 적정 공차를 알아본다.

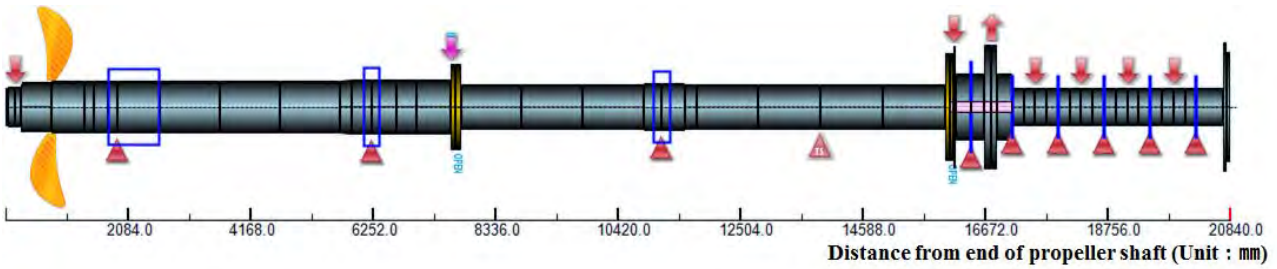


Figure 3: A model of finite element method calculation

4. 결과 및 고찰

4.1 프로펠러축과 중간축 플랜지에서 갭 값의 변화에 따른 축계 영향

Figure 4는 예제 선박의 중간축과 프로펠러축의 플랜지에서 갭의 값을 설계 값 대비 최대 0.1 mm까지 증가시켰을 경우 축계 처짐 곡선의 변화량을 보인다. 이때 중간축과 크랭크축의 플랜지에서 갭과 색의 값은 Table 2에서 제시된 설계 값을 적용하였다. 이 그림을 검토하여 보면 해당 플랜지에서의 갭의 값이 0.02 mm 씩 증가됨에 따라 중간축을 지지하는 베어링의 높이가 설계 값보다 0.1 mm 씩 증가될 뿐만 아니라 주기관 크랭크 축계를 지지하는 메인베어링 높이 상승폭은 더욱 증가되는 것을 알 수 있다.

Figure 5는 Figure 4에서 확인된 각각의 경우 각부 베어링에 작용하는 하중의 변화량을 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 해당 플랜지의 갭의 값이 설계 값 대비 최대 0.1 mm 증가함에 따라 중간축 베어링의 높이는 설계 값 대비 최대 0.5 mm 증가된다. 이에 따라 중간축 베어링에 작용하는 하중은 5% 증가되는 반면, 선수축 선미관 베어링의 하중은 12.7% 감소되는 것을 알 수 있다. 하지만 크랭크축을 지지하는 메인 베어링부와 선수축 선미관 베어링의 반력의 변화는 미미하였다.

Figure 6은 Figure 4에서 확인된 각각의 경우 크랭크축 플랜지에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트 변화량을 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 해당 플랜지에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트는 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서의 갭의 값의 변화에 따른 영향이 미미하다는 것을 알 수 있다.

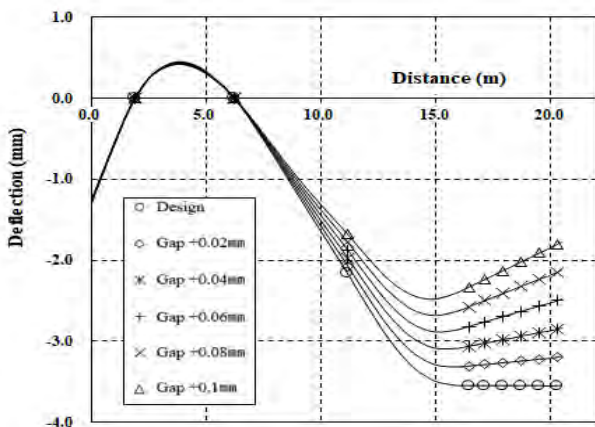


Figure 4: Shaft deflection curve by changing gap at aft coupling

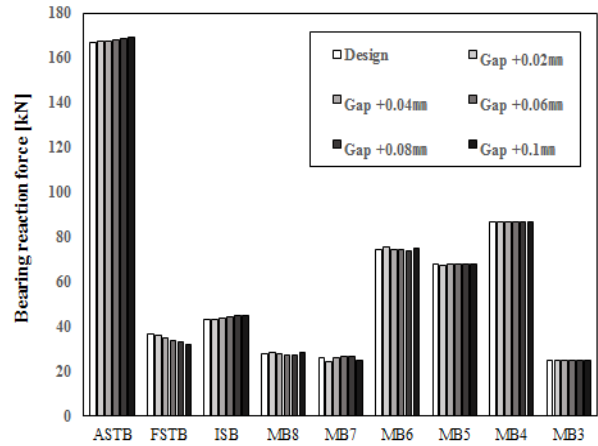


Figure 5: Bearing load by changing gap at aft coupling

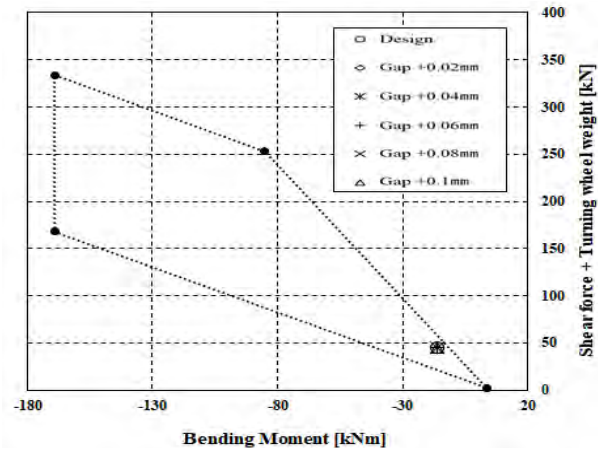


Figure 6: Assessment on engine coupling by changing gap for aft coupling

4.2 중간축과 크랭크축 플랜지에서 갭 값의 변화에 따른 축계 영향

Figure 7은 예제 선박의 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서 갭의 값을 설계치 대비 0.1 mm 증가된 상태에서 중간축과 크랭크축의 플랜지에서 갭의 값을 최대 0.1 mm 증가시켰을 경우 축계 처짐 곡선의 변화량을 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 중간축 베어링의 높이는 설계 값 대비 0.5 mm 증가된 조건하에서는 중간축과 크랭크축의 플랜지에서 갭의 값을 설계 값 대비 0.02 mm 씩 증가됨에 따라 크랭크축을 지지하는 각각의 메인 베어링의 높이가 증가된다.

또한 메인 베어링의 위치가 선수방향으로 갈수록 메인베어링 높이의 상승폭은 더욱 증가되는 것을 알 수 있다.

Figure 8은 Figure 7에서 확인된 각각의 경우 축을 지지하는 각부 베어링에 작용하는 하중의 변화량을 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 주기관 후부 2개 베어링에 작용하는 반력의 변화폭이 크음을 알 수 있다. 주기관 최후부 베어링의 경우에는 해당 플랜지의 겹의 값이 설계 값 대비 0.1mm를 초과하게 되는 경우에는 해당 베어링이 무부하 상태가 되는 것을 알 수 있다. 이러한 상태에서 축이 회전하는 경우에는 축이 해당 베어링을 부딪는 현상이 발생할 우려가 있다.

Figure 9는 Figure 7에서 확인된 각각의 경우 크랭크축 플랜지에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트 변화량을 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 해당 플랜지에 작용하는 굽힘 모멘트는 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서의 겹의 값이 설계 치 대비 최대 0.1 mm 증가된 경우에는 엔진제조자가 권장하는 영역의 한계에 매우 근접함을 알 수 있다.

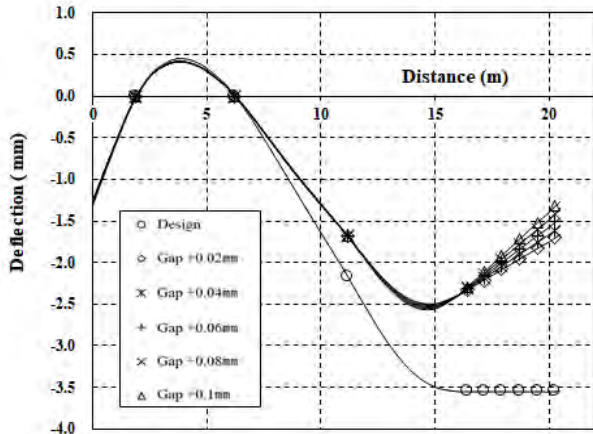


Figure 7: Shaft deflection curve by changing gap at Fore. coupling

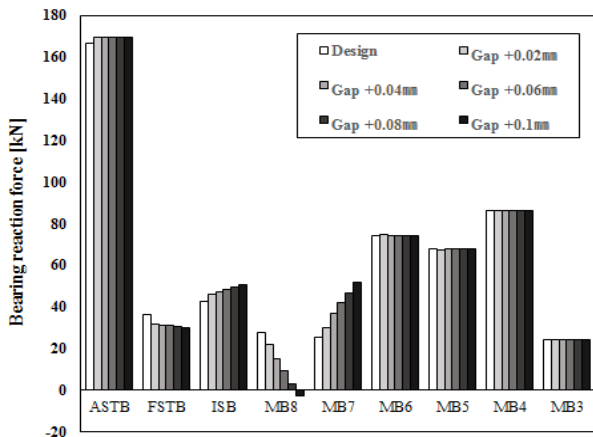


Figure 8: Bearing load by changing gap at Fore. coupling

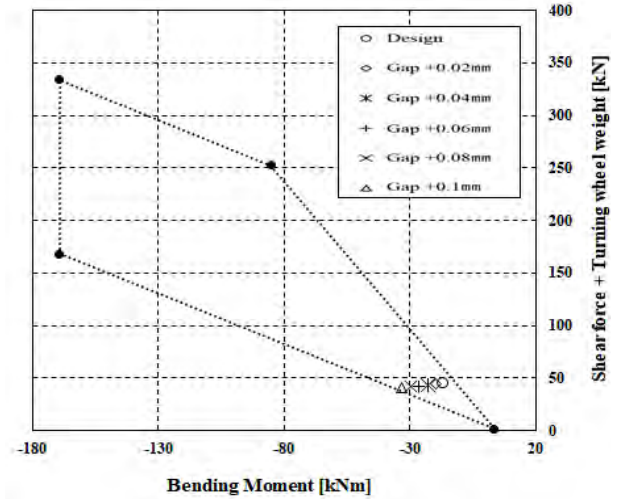


Figure 9: Assessment on engine coupling by changing gap at Fore. coupling

4.3 프로펠러축과 중간축 플랜지에서 색 값의 변화에 따른 축계 영향

Figure 10은 예제 선박의 중간축과 프로펠러축의 플랜지에서의 색의 값만을 설계 값 대비 최대 0.1 mm까지 증가시켰을 경우 축계 처짐 곡선의 변화량을 보인다. 이때 중간축과 크랭크축의 플랜지에서 겹과 색의 값은 Table 2에서 제시된 설계 값을 적용하였다. 이 그림을 검토하여 보면 해당 플랜지에서의 겹의 값이 0.02 mm 씩 증가됨에 따라 중간축을 지지하는 베어링의 높이가 설계 값 대비 색의 차이만큼 0.02 mm 씩 내려가게 되고 주기관 크랭크 축계를 지지하는 메인베어링 높이도 이에 비례하여 내려가는 것을 알 수 있다.

Figure 11은 Figure 10에서 확인된 각각의 경우 축을 지지하는 각부 베어링에 작용하는 하중의 변화량을 보여준다. 이 그림을 검토하여 보면 중간축 베어링의 높이는 설계 값 대비 최대 0.1 mm 내려가게 된다. 이에 따라 중간축 베어링에 작용하는 하중은 3% 감소되는 반면, 선수축 선미관 베어링과 크랭크축을 지지하는 최후부 메인 베어링의 하중은 각각 5%, 10% 증가되는 것을 알 수 있다. 하지만 선미축 선미관 베어링의 반력의 변화는 미미하였다.

Figure 12는 Figure 10에서 확인된 각각의 경우 크랭크축 플랜지에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트 변화량을 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 해당 플랜지에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트는 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서 색의 값의 변화에 따른 영향이 미미하다는 것을 알 수 있다.

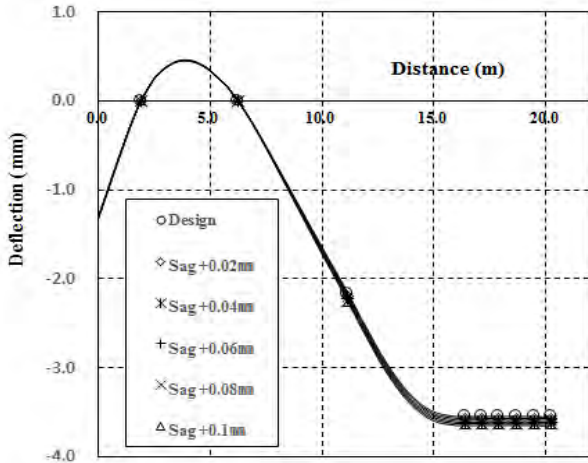


Figure 10: Shaft deflection curve by changing sag at aft coupling

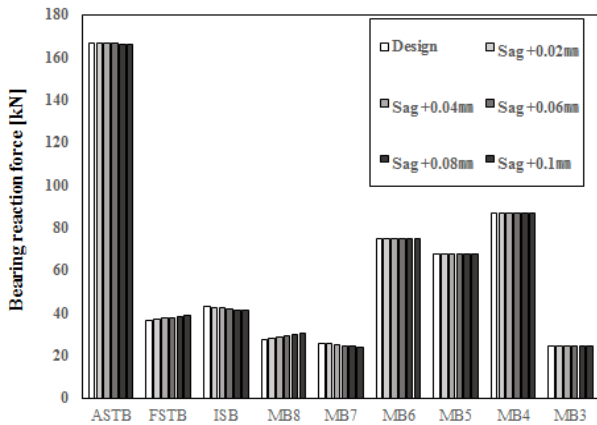


Figure 11: Bearing load by changing sag at aft coupling

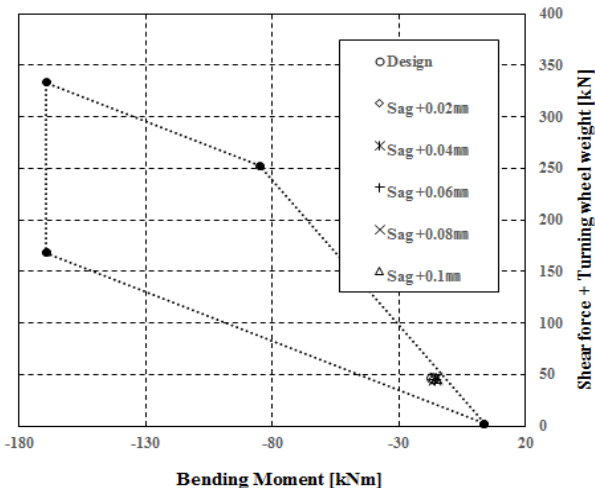


Figure 12: Assessment on engine coupling by changing sag at aft coupling

4.4 중간축과 크랭크축 플랜지에서 색 값의 변화에 따른 축계 영향

Figure 13은 예제 선박의 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서 색의 값만을 설계치 대비 0.1 mm 증가된 상태에서 중간축과 크랭크축의 플랜지에서의 색의 값을 최대 0.1 mm 증가시켰을 경우 축계 처짐 곡선의 변화량을 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 중간축 베어링 높이는 설계 값 대비 0.1 mm 하강한 조건하에서 중간축과 크랭크축의 플랜지에서 색의 값을 설계 값 대비 0.02 mm 씩 증가됨에 따라 크랭크축을 지지하는 각각의 메인 베어링의 높이가 내려가게 된다.

Figure 14는 Figure 13에서 확인된 각각의 경우 축을 지지하는 각부 베어링에 작용하는 하중의 변화량을 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 주기관 후부 2개 베어링에 작용하는 반력의 변화폭이 다른 베어링에 비해서 큰 것을 알 수 있다. 크랭크축을 지지하는 최후부 메인 베어링의 하중은 최초 설계시의 하중 대비 17% 감소하고, 최후부 메인 베어링 바로 선수에 위치한 메인 베어링의 하중은 18% 증가되는 것을 알 수 있다. 그 외 다른 축계를 지지하는 베어링의 반력의 변화는 미미하였다.

Figure 15는 Figure 13에서 확인된 각각의 경우 크랭크축 플랜지에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트 변화량을 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 색의 값이 증가함에 따라 해당 플랜지에 작용하는 굽힘 모멘트를 최대 17% 줄어들었으나 전단력의 영향은 미미하였다. 이는 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서의 색의 값의 변화에 따른 영향 보다는 축계에 더 큰 영향을 미치지만, 전체적인 축계의 건전성에는 미미한 것을 알 수 있다.

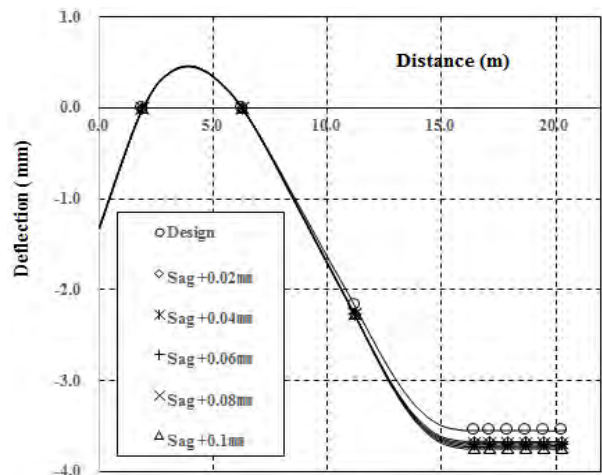


Figure 13: Shaft deflection curve by changing sag at Fore coupling

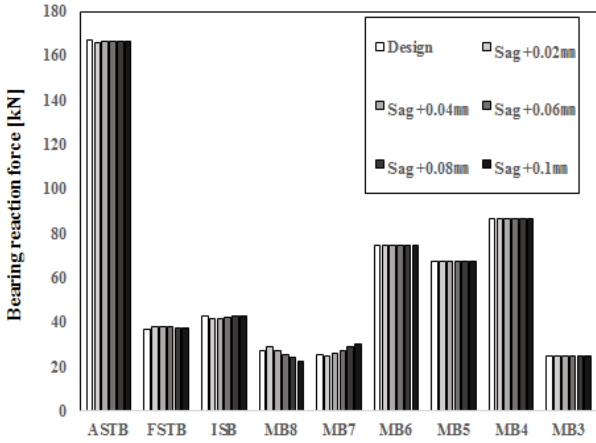


Figure 14: Bearing load by changing sag at Fore. coupling

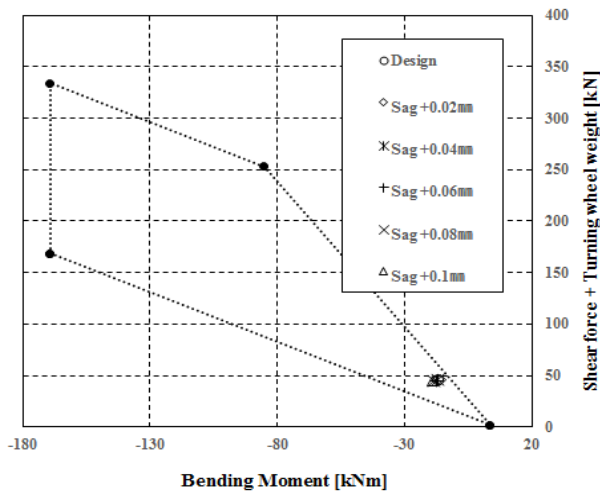


Figure 15: Assessment on engine coupling by changing sag at Fore. coupling

4.5 추진축계에서 겹의 변화에 따른 적정 공차에 관한 고찰

추진축계 설치시 겹의 영향을 4.1과 4.2를 통해서, 색의 영향을 4.3과 4.4를 통해서 살펴본 결과, 겹의 영향이 색보다 컸으며 색은 그 영향이 전체적인 축계의 건전성에는 미미한 것을 알 수 있다.

겹과 색 중에서 겹의 영향이 더 컸던 점을 고려하여, 예제 선박의 추진축계 설치시 두 개의 플랜지면에서 겹 값의 차이가 함께 발생하였을 경우의 영향을 알아보기 위해서, 프로펠러축과 중간축의 플랜지부에서 겹의 값을 설계치 대비 0.075 mm, 0.05 mm 증가하여 중간축 베어링 높이가 설정된 상태에서 중간축과 크랭크축의 플랜지부에서 겹의 값을 설계치 대비 0.075 mm, 0.05 mm, 0.025 mm 차이 날 경우에 각부 베어링의 반력과 중간축과 크랭크축 플랜지에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트 변화량을 검토하였다.

Figure 16과 Figure 17은 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서 겹의 값을 0.075 mm, 0.05 mm까지 증가시켰을 경우에 중간축과 주기관 크랭크축의 플랜지부에서 겹의 값이 설계

치와 차이가 발생하였을 경우 각 베어링에 작용하는 하중의 변화량을 보여준다. 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서 겹의 값을 0.075 mm, 0.05 mm까지 증가시킨 두 경우 모두 주기관 최후부 베어링의 경우에는 해당 플랜지의 겹의 값이 설계 값 대비 0.1 mm를 초과하게 되는 경우에는 해당 베어링이 무부하 상태가 되는 것을 알 수 있다. 이러한 상태에서 축이 회전하는 경우에는 축이 해당 베어링을 부딪는 현상이 발생할 우려가 있다.

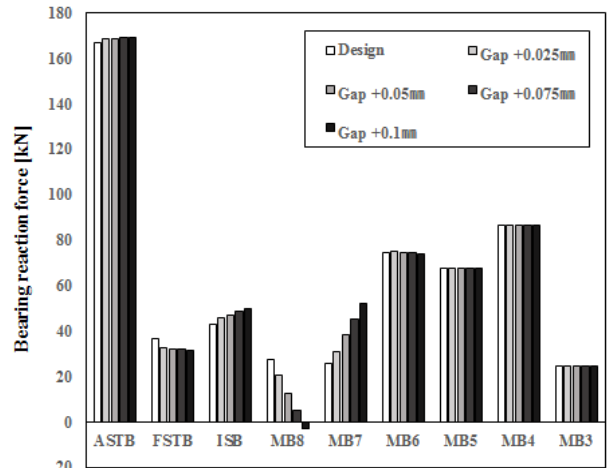


Figure 16: Bearing load by changing gap at Fore. coupling (Aft coupling adjust with design gap +0.075 mm)

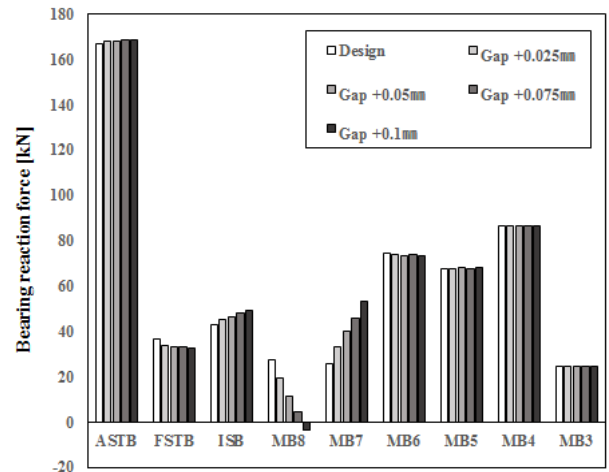


Figure 17: Bearing load by changing gap at Fore. coupling (Aft coupling adjust with design gap +0.05 mm)

Figure 18과 Figure 19는 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서 겹의 값을 0.075 mm, 0.05 mm까지 증가시켰을 경우에 중간축과 주기관 크랭크축의 플랜지부에서 겹의 값이 설계치와 차이가 발생하였을 경우 중간축과 크랭크축 플랜지에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트 변화량을 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 우선 프로펠러축과 중간축의 플랜지에서 겹의 값을 설계치 대비 0.075 mm 증가시켰을 경우 (Figure 18)에는 중간축과 프로펠러축의 플랜지에서 겹의

값을 설계 치 대비 0.1 mm 증가된 경우부터 변화가 없는 경우까지는 엔진제조자가 권장하는 영역 내에 위치하였으나 갭의 값이 설계 치 대비 0.025 mm 줄어들 경우 엔진제조자의 권장영역을 1% 범위에서 벗어났으며 설계 치 대비 갭값의 차이가 줄어들수록 점점 권장영역에서 멀어지는 것으로 나타났다.

프로펠러축과 중간축의 플랜지에서 갭의 값을 설계 치 대비 0.05 mm 증가시켰을 경우(Figure 19)에는 중간축과 프로펠러축의 플랜지에서 갭의 값을 설계 치 대비 0.1 mm 증가된 경우부터 0.025 mm 줄어든 경우까지 엔진제조자가 권장하는 영역에 만족했다. 하지만 갭의 값이 설계 치 대비 0.05 mm 줄어든 경우 엔진제조자의 권장영역을 벗어났으며 설계 치 대비 차이가 줄어들수록 점점 권장영역과 멀어지는 것으로 나타났다.

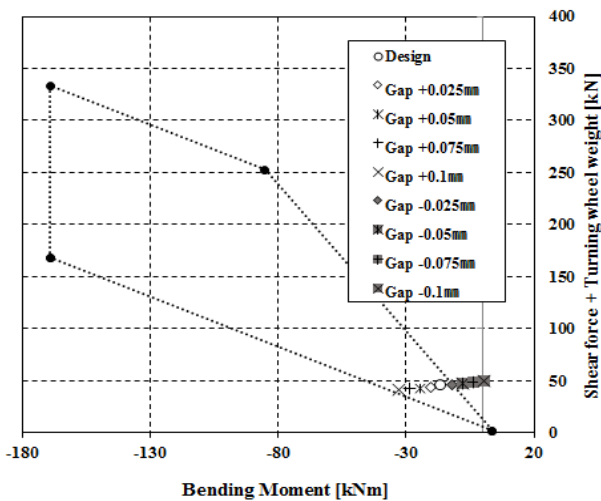


Figure 18: Assessment on engine coupling by changing sag at Fore. coupling (Aft coupling adjust with design gap +0.075 mm)

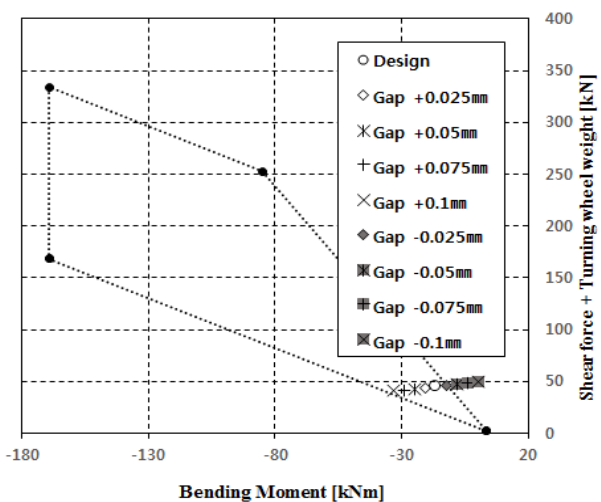


Figure 19: Assessment on engine coupling by changing sag at Fore. coupling (Aft coupling adjust with design gap +0.05 mm)

Table 3은 해당선박에서 각 베어링에 작용하는 하중과 크랭크축의 전단력과 굽힘 모멘트를 바탕으로, 프로펠러축과 중간축의 플랜지와 중간축과 크랭크축의 플랜지에서 설계 치 대비 갭의 허용범위를 보여준다.

Table 3: Acceptable gap deviation from design

Limit gap deviation from design		Sum of deviation
Aft coupling	Fore. coupling	
0.1 mm	-0.03 mm	0.103 mm
0.075 mm	0.0 mm	0.075 mm
0.05 mm	-0.025mm	0.075 mm

일반적으로 갭색법을 이용하여 추진축계를 설치할 경우에는 갭과 색의 허용공차를 ±0.1 mm 이내로 제한하고 있다. 본 연구에서는 유한요소법을 이용하여 프로펠러축과 중간축 플랜지부에서 갭과 색이 설계치 대비 차이가 발생하였을 경우, 중간축과 크랭크축 사이 플랜지부에서 갭과 색이 설계치 대비 차이가 발생하였을 경우에 베어링의 높이를 추정하였다. 그리고 베어링의 높이를 바탕으로 각각의 경우에 베어링의 하중과 크랭크축 플랜지면에서 굽힘 모멘트와 전단력을 바탕으로 갭과 색의 영향을 알 수 있었다.

그 결과, 축계 설치작업은 선수측에서 선미방향으로 각각의 플랜지부를 순차적으로 체결하는 경우에는 갭과 색의 누적된 공차에 의해서 주기관 최후부 메인베어링이 무부하 상태로 놓이게 될 뿐만 아니라, 크랭크축의 플랜지부에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트의 값이 엔진제조자가 권장하는 허용 범위를 상회할 우려가 있는 것으로 나타났다.

따라서 기존의 허용공차와 같이 각 플랜지에서 갭과 색의 값에 대하여 각각 독립적인 공차를 적용하기 보다는 플랜지면에서 갭과 색, 전체 축계에서 선수측 플랜지와 선미측 플랜지의 변화량을 상호 복합적으로 제한할 필요가 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 1,000 TEU 컨테이너 선박을 대상으로 갭색법을 이용하여 축계 배치 작업을 할 경우 플랜지 각부의 갭과 색의 값이 설계 치 대비 증감됨에 따른 베어링의 높이를 추정하여, 축계집곡선 및 각 베어링의 하중과 커플링부의 굽힘 모멘트와 전단력을 검토하여 갭과 색의 영향을 알아보고, 그 결과를 바탕으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 해당 선박에서 건조 당시 적용하였던 갭과 색의 허용범위에서 베어링의 반력이 무부하 상태가 되거나, 주기관 크랭크축의 플랜지에서 전단력과 굽힘 모멘트는 권장치를 벗어날 수 있다.
- (2) 중간축을 1개 가지는 축계에서 프로펠러축과 중간축 사이의 플랜지에서 갭은 베어링의 하중에는 영향을 미치지 않지만 그 정도가 권장치를 벗어날 정도로 크지는 않았

다. 또한 크랭크축의 연결부에서 굽힘 모멘트와 전단력에는 큰 영향을 미치지 않는다.

- (3) 중간축과 주기관 크랭크축 사이의 플랜지에서는 선수/선미부 선미관 베어링에는 큰 영향을 미치지 않았으나, 중간축 베어링과 주기관 최후부 베어링 2개에 큰 영향을 미쳐 일부 베어링이 무부하 상태가 되는 현상을 야기할 수 있다.
- (4) 프로펠러축과 중간축 사이의 플랜지와 중간축과 주기관 크랭크축사이의 색은 베어링의 하중과 크랭크축의 연결부에서 굽힘 모멘트와 전단력에 영향을 미치지만 그 정도가 권장치를 벗어날 정도로 크지는 않았다.
- (5) 현재 축계 설치 시 관습적으로 적용하는 갭과 색에 독립적으로 ± 0.1 mm의 허용범위를 적용하는 방법은 추후 추진축계 설치 후 베어링과 주기관 크랭크축 연결부에서 제조자의 권장치를 벗어날 수 있다. 이를 보완하기 위해서 축계 설치 시 공차를 하나의 플랜지면에서 갭과 색의 오차 범위의 합을 ± 0.05 mm이하, 그리고 전체 축계를 구성하는 플랜지면 갭의 변화량의 합을 0.075 mm이하와 같이 갭과 색을 상호 연계시켜 관리한다면 추진축계의 설치 상태를 좀 더 안정적으로 만들 수 있다.

References

- [1] Y. G. Kim, S. J. Hwang, J. S. Sun, S. G. Jung, and U. K. Kim, "A study on the effect of torsional vibration for propulsion shafting due to the characteristics of fuel saving marine engine," Proceedings of the 39th Korean Society of Marine Engineering Conference, p. 186, 2015 (in Korean).
- [2] Y. G. Kim, S. J. Hwang, Y. H. Kim, K. H. Cho, and U. K. Kim, "A control of torsional vibration for propulsion shafting by optimum design of Geislinger tuning damper for eco-ship with delayed rpm acceleration of marine diesel engine," Proceedings of the 40th Korean Society of Marine Engineering Spring Conference, p. 173, 2016 (in Korean).
- [3] Y. G. Kim, S. J. Hwang, Y. H. Kim, K. H. Cho, and U. K. Kim, "Control of torsional vibration for propulsion shafting with delayed engine acceleration by optimum design of a viscous-spring damper," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 40, no. 7, pp. 580-586, 2016 (in Korean).
- [4] H. J. Jeon, Ship Propulsion Transmission Equipment, Busan, Tae-hwa publisher, 1986 (in Korean).
- [5] American Bureau of Shipping, Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment, February 2014.
- [6] Nippon Kaiji Kyokai, Guideline on Shafting Alignment, June 2016.