

# 엔진의 가진력 규명을 통한 엔진 동력 전달축의 진동 변위 분석

## Analysis of the Vibration Displacement for an Engine's Power Transfer Shaft by Determining Engine Exciting Force

한형석† · 이경현\*

HyungSuk Han, KyungHyun Lee

### 1. 서 론

선박의 경우 해상 상태에 따라 저주파의 상하방향(Heaving), 종방향(Pitching) 및 횡방향(Rolling)의 선체운동이 발생되기 때문에 개별 베드위에 독립적인 마운트로 지지되어 있는 엔진과 감속기어의 경우 선체운동으로 인한 상대변위로 인해 동력축의 축 어긋남을 발생시킬 수 있다. 따라서 본 연구에서는 이러한 개별 마운트 위에 유연 마운트로 지지되어 설치된 엔진과 감속기어가 선체운동에 대해 얼마만큼의 축 어긋남을 발생시키는지 파악하기 위해 실험을 통해 엔진의 질량중심점에서의 가진력을 추정하여 이를 규명하였다.

### 2. 엔진의 가진력에 의한 동력축계의 진동 변위

#### 2.1 이론적 배경

일반적으로 저주파 진동의 경우 시스템의 강체 운동 모드에 기인하므로 엔진을 6자유도를 갖는 집중질량으로 가정하여 가진력을 규명하고자 한다.

엔진을 강체로 가정하면 운동에너지는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다. 여기서  $T$ 는 운동에너지,  $I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}$ 와  $I_{xy}, I_{yz}, I_{xz}$ 는 엔진의 질량중심점에서의 각 방향별 질량관성 및 질량관성 상승모멘트,  $\dot{u}_G, \dot{v}_G, \dot{w}_G$ 는 질량중심점에서의 각 방향에 대한 병진 속도,  $\dot{\theta}_{Gx}, \dot{\theta}_{Gy}, \dot{\theta}_{Gz}$ 는 각 방향의 회전 각속도이며  $[M_G]$  및  $[\dot{X}_G]$ 는 식 (2)~(3)과 같다.

$$T = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{u}_G \\ \dot{v}_G \\ \dot{w}_G \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_G & 0 & 0 \\ 0 & M_G & 0 \\ 0 & 0 & M_G \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u}_G \\ \dot{v}_G \\ \dot{w}_G \end{bmatrix} + \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{Gx} \\ \dot{\theta}_{Gy} \\ \dot{\theta}_{Gz} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} I_{Gxx} & -I_{Gxy} & -I_{Gxz} \\ -I_{Gxy} & -I_{Gyy} & -I_{Gyz} \\ -I_{Gxz} & -I_{Gyz} & I_{Gzz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{Gx} \\ \dot{\theta}_{Gy} \\ \dot{\theta}_{Gz} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} [\dot{X}_G]^T [M_G] [\dot{X}_G] \quad (1)$$

$$[M]_G = \begin{bmatrix} M_G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_G & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_G & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{Gxx} & -I_{Gxy} & -I_{Gxz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Gxy} & I_{Gyy} & -I_{Gyz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Gxz} & -I_{Gyz} & I_{Gzz} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$[\dot{X}_G] = [\dot{u}_G, \dot{v}_G, \dot{w}_G, \dot{\theta}_{Gx}, \dot{\theta}_{Gy}, \dot{\theta}_{Gz}] \quad (3)$$

각 시스템을 강체로 가정하고 질량중심점에서 강체가 병진운동과 회전운동을 한다고 가정할 때 엔진의 임의의 점에서 변위는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$[X]_i = [T_i] [X_G] \quad \text{where} \quad [X]_i = [u_i, v_i, w_i], \quad (4)$$

$$[X]_i = [u_G, v_G, w_G, \theta_{Gx}, \theta_{Gy}, \theta_{Gz}]$$

여기서  $[X]_i$ 는 임의의 점에서의 변위,  $[X_G]$ 는 질량중심점에서의 변위,  $[T_i]$ 는 질량중심점과 임의의 점간의 상대좌표행렬로 식 (5)와 같다.

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & (z_i - z_G) & (y_i - y_G) \\ 0 & 1 & 0 & -(z_i - z_G) & (x_i - x_G) \\ 0 & 0 & 1 & (y_i - y_G) & -(x_i - x_G) \\ & & & & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

† 교신저자; 정회원, 국방기술품질원  
E-mail : hshan@dtaq.re.kr  
Tel :051-750-2563, Fax :051-758-3992

\* 국방기술품질원

여기서  $x_i, y_i, z_i$ 는 임의의 점  $i$ 의 좌표,  $x_G, y_G, z_G$ 는 질량중심점의 좌표이다.

엔진의 경우 탄성마운트에 의해 지지되어 있으므로 이들 개별 시스템의 위치에너지는 식 (6)과 같이 구할 수 있다.

$$V = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} [X]_i^T \begin{bmatrix} k_{xi} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zi} \end{bmatrix} [X]_i \quad (6)$$

$$= \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} [X]_G^T [T_i]^T \begin{bmatrix} k_{xi} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zi} \end{bmatrix} [T_i] [X]_G$$

Lagrange 방정식으로부터 식 (1)의 운동에너지와 식 (6)의 위치에너지를 가지고 식 (7)의 운동방정식을 유도할 수 있다.

$$[M]_G [\ddot{X}(t)]_G + [K]_G [X(t)]_G = [F(t)]_G \quad (7)$$

$$\text{where, } [F]_G^T = [F_{Gx} \ F_{Gy} \ F_{Gz} \ M_{Gx} \ M_{Gy} \ M_{Gz}]$$

여기서  $[F]_G^T = [F_{Gx} \ F_{Gy} \ F_{Gz} \ M_{Gx} \ M_{Gy} \ M_{Gz}]$ 는 질량중심점에서 발생하는 각 방향별 등가 힘 및 모멘트이며  $[K]_G$ 는 강성행렬로 식 (8)과 같다.

$$[K]_G = \sum_{i=1}^n [T_i]^T \begin{bmatrix} k_{xi} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zi} \end{bmatrix} [T_i] \quad (8)$$

식 (7)로부터 엔진의 가진력을 추정하기 위해서는 질량중심점에서의 변위, 가속도 및 질량행렬, 강성행렬의 정의가 필요하다. 질량행렬 및 강성행렬은 설계 시 이미 알고 있으므로 이는 설계값을 바탕으로 산출이 가능하다. 질량중심점에서의 가속도는 식 (9)로부터 각 시스템의 표면에서 가속도를 측정할 경우 임의의 측정점의 상대좌표와 그 지점에서의 가속도 값을 통해 추정 가능하다.

$$[X(\ddot{f})]_P = [T_p] [\ddot{X}(f)]_G \quad (9)$$

식 (9)에서  $[T_p]$ 는 질량중심점과 각 시스템 표면의 가속도계 측정점 간의 상대변위 행렬로 식 (10)

과 같다.

$$[T_p] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & (z_p - z_G) & (y_p - y_G) \\ 0 & 1 & -(z_p - z_G) & (x_p - x_G) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & (y_p - y_G) & -(x_p - x_G) & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

식 (9)에서 질량중심점 변위행렬이 미지수이므로 총 6개 이상의 식이 필요하다. 본 연구에서는 선박용 엔진에 대해 3점에 대해 3축 가속도를 측정하고 이들 계측 위치와 질량중심점간의 상대좌표행렬을 구하여 식 (9)에 대입하여 연립방정식의 해를 식 (11)을 통해 구하고자 한다.

$$[X(\ddot{f})]_G = ([T_p]^T [T_p])^{-1} [T_p]^T [X(\ddot{f})]_P \quad (11)$$

식 (11)로부터 질량중심점에서의 가속도를 계산할 수 있으며 이를 통해 감속기어 및 개스터빈의 질량중심점에서의 가진력 행렬을 식 (12)로부터 계산할 수 있다.

$$[F(f)]_G = \left( [M]_G - \frac{1}{(2\pi f)^2} [K]_G \right) [X(\ddot{f})]_G \quad (12)$$

## 2.2 엔진의 가진력 규명

일반적으로 고속엔진의 경우 감속기어와 엔진 제작사가 다르기 때문에 동일베드위에 장착되지 못하며 이로 인해 감속기어와 엔진을 연결하는 연결축에 대한 축엇갈림(Misalignment)이 더 크게 발생할 수 밖에 없다. 따라서 운전 중 엔진의 가진력을 추정하고 이를 가지고 엔진과 감속기어의 연결축에 대한 변위를 파악하는 것은 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 실선에 장착된 엔진에 대해 2.1절에서 언급한 바와 같이 임의의 3점에서 3축의 진동을 동시에 측정하고 이를 통해 엔진의 질량중심점에서의 가진력을 규명하여 엔진과 감속기어를 연결하는 축의 변위를 예측해 보고자 한다. 본 연구에서 다루는 엔진은 Fig. 1과 같이 선박용 엔진으로 좌 우현의 두 개 엔진으로 구성되어 있으며, 회전력을 감속기어를 통해 주추진축으로 전달되는 구성을 가진다.

본 연구에서는 좌현과 우현 엔진의 가진력이 동일하다고 가정하여 실제 운항 중 진동이 가장 큰 좌

대속도에서 좌현측 엔진에 대해 임의의 점 3점에 대한 가속도를 측정하였다. 가속도계는 PCB사의 Type 356A02 3축 가속도계를 사용하였으며 엔진 좌우 마운트 상부 프레임 및 출력축 근방의 3점에서 가속도를 측정하였다. 여기서 측정 주파수 범위는 2~100Hz이며 32초 동안 측정하였다.

측정된 가속도를 주파수별로 식 (11)을 통하여 계산한 결과 질량중심점에서 각 방향 ( $x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$ )에 대한 가속도를 구할 수 있었다.

계산된 가속도를 식 (12)에 대입하여 풀면 Fig. 2와 같이 질량중심점에서의 6방향의 힘과 모멘트를 예측할 수 있다. 이와 같이 실험을 통해 엔진의 최대속도에서의 가진력을 규명할 수 있었으며, 엔진과 감속기어 시스템을 질량 스프링계로 단순화 하여 유한요소 모델을 만들고 예측된 가진력을 엔진의 질량중심에 입력하여 연결 축의 진동변위를 예측해 보자 한다.

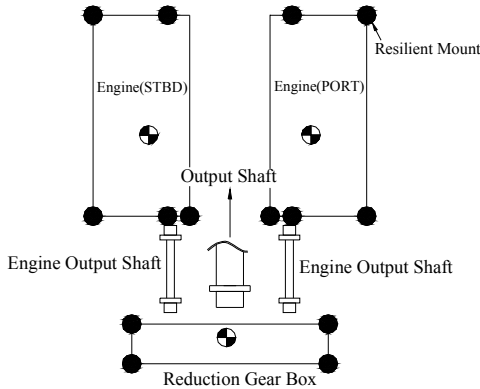
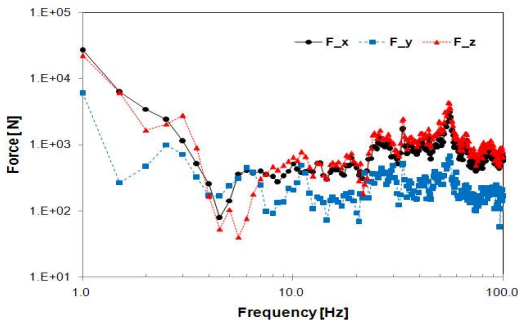
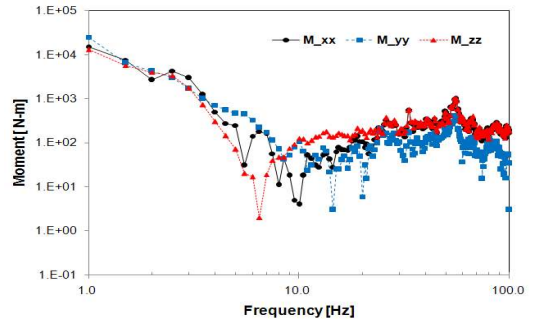


Fig. 1 Schematic diagram of the engine and reduction gear system



(a) Force



(b) Moment

Fig. 2 Estimated force and moment at the center of gravity for the engine

### 2.3 동력축계의 진동변위 예측

본 절에서는 전절에서 규명된 엔진의 가진력에 대한 동력축계의 진동변위를 예측해보고자 한다.

Fig. 3은 엔진과 감속기어 시스템에 대한 단순화한 유한요소모델이다. Fig. 3에서 엔진과 감속기어는 육면체 셀 프레임으로 근사화하고 육면체 내부의 실제 무게중심점에 6자유도를 가지는 집중질량(Lumped mass)으로 근사화하였다. 또한 이들을 지지하고 있는 탄성마운트는 3축 선형마운트로 가정하였다. 연결 축의 유연 커플링을 사용하고 있으므로 커플링은 3축 선형 스프링으로 모델링하였다.

Fig. 4는 유한요소해석을 통해 예측된 엔진 가진력에 대한 연결 커플링의 상대변위이다. Fig. 4에서부터 진동 변위는 10Hz 미만에서 지배적이며 횡방향(Transverse)으로 최대 3.83mm,pk, 축방향(Longitudinal)으로 최대 0.69mm,pk, 수직방향(VERTICAL)으로 최대 2.37mm,pk 정도 발생될 수 있음을 예측할 수 있었다.

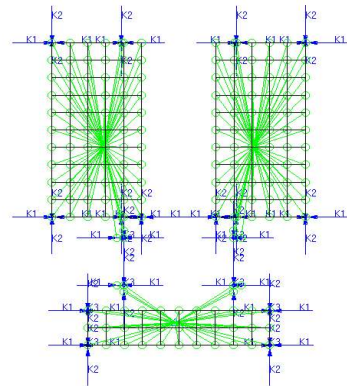
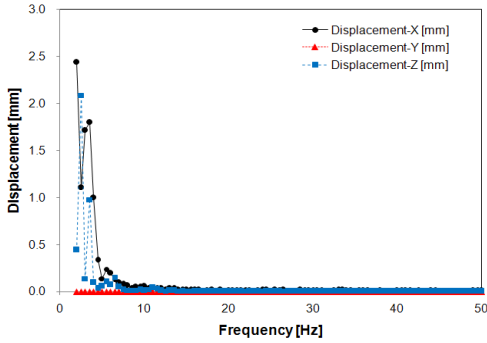


Fig. 3 FEM model of engine and reduction gear system

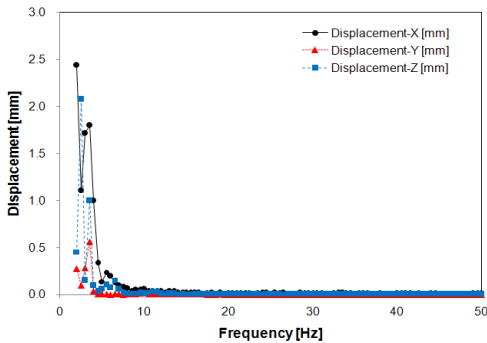
Fig. 5는 변위가 가장 큰 횡방향에 대한 연결축의 엔진 및 감속기어 축의 절대변위이다. Fig. 5로부터 Fig. 4의 상대변위에 대해 엔진의 변위의 영향도가 지배적임을 알 수 있다. 따라서 이러한 변위를 줄이기 위해서는 엔진의 절대변위를 줄여야 함을 알 수 있었다.

### 3. 결 론

본 연구에서는 저주파 진동의 경우 시스템의 강제 운동 모드에 기인하므로 엔진을 6자유도를 갖는 집중질량으로 가정하여 합정용 엔진의 가진력을 실험을 통해 규명하고 이를 바탕으로 감속기어와 엔진의 연결축에 대한 상대변위를 유한요소 모델을 통해 예측하였다. 예측 결과 연결축의 상대변위는 10Hz 미만에서 지배적이며 횡방향으로 최대 3.83mm, pk, 축방향으로 최대 0.69mm, pk, 수직 방향으로 최대 2.37mm, pk 정도 발생할 수 있음을 예측할 수 있었다. 또한 감속기어 및 엔진의 절대변위 예측으로부터 연결축의 상대 변위 저감을 위해서는 엔진 변위의 저감이 필요함을 알 수 있었다.



(a) STBD



(b) PORT

Fig. 4 Relative displacement of the connecting shaft between engine and reduction gear

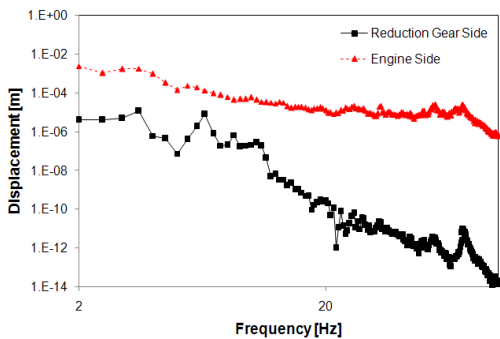


Fig. 5 Displacement of the connecting shaft at engine and reduction gear sides