

함정용 가스터빈 감속기어 수직 마운트 하단 진동 기여도 분석

Contribution Analysis of Vibration measured below vertical mount of Gas Turbine Reduction Gear on Naval Vessel

이경현† · 한형석*

Kyoung Hyun Lee, Hyung Suk Han

1. 서 론

함정의 진동문제는 다양한 장비의 진동에 의해 발생하기 때문에 개별장비의 수직마운트 하단에서 계측된 진동신호라도 다양한 진동 입력신호의 영향을 받는다. 최근 건조되는 함정들은 수중방사소음 저감이 큰 이슈가 되고 있어서 함정의 바닥 받침대 진동 관리에 관심이 많다. 장비의 바닥 받침대 진동은 장비의 수직마운트 하단에 계측되며 1/3 옥타브 밴드 레벨로 주어지는 진동 보증치 이하로 관리되고 있다. 진동보증치를 초과하는 문제가 발생할 경우 진동보증치를 초과하는 원인을 분석해야 한다. 하지만 가진원이 다양하기 때문에 복잡한 함정 바닥진동 특성상 그 원인을 분석하는 것은 매우 어렵다.

본 논문에서는 함정용 가스터빈 감속기어의 수직 마운트 하단에서 계측된 진동신호의 가진원 파악을 위해 기여도 분석을 수행하여 장비의 바닥 받침대 진동 문제를 해석하는 방법을 제시하고자 한다.

2. 진동 계측

함정 가스터빈 수직마운트 하단의 진동을 디젤엔진룸 선체를 통해 입력되는 신호와 가스터빈 마운트 상단을 통해 입력되는 진동신호에 의해 마운트 하단에서 진동 응답이 나타난다고 가정하였다. 진동계측은 가스터빈 감속기어 상단, 하단 그리고 가스터빈 실과 디젤엔진실 사이의 격벽에서 한포인트 측정하였다. 가스터빈 감속기어 수직마운트 상단에서 계측

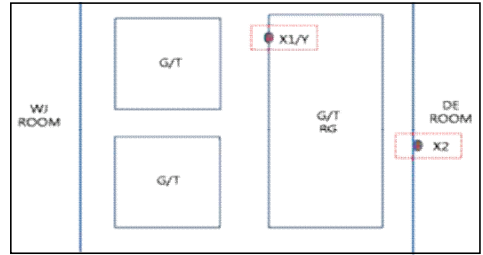


Fig. 1 GT room measurement point



Fig. 2 measurement point x1, y



Fig. 3 measurement point x2

되는 진동신호를 $x_1(t)$, 하단에서 계측되는 진동신호를 $y(t)$, 디젤엔진룸 격벽에서의 진동신호는 $x_2(t)$ 이다. 측정포인트는 함정에서 Fig. 1 과 같이 배치되어 있으며 계측은 Fig.2 와 Fig.3 과 같이 수행되었다.

† 교신저자; 정회원, 국방기술품질원
E-mail : sam1717@snu.ac.kr
Tel : +82-51-750-2566, Fax : +82-51-758-3992
* 국방기술품질원

3. 진동 분석 이론

2개의 진동입력 신호 $x_1(t), x_2(t)$ 에 의해 출력 이 형성되는 진동 시스템의 응답 $y(t)$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Y(f) = H_{1y}X_1(f) + H_{2y}X_2(f) + N(f) \quad (1)$$

$$G_{yy} = \frac{2}{T} E\{[H_{1y}X_1 + H_{2y}X_2 + N]^* [H_{1y}X_1 + H_{2y}X_2 + N]\} \\ = |H_{1y}|^2 G_{11} + H_{1y}^* H_{2y} G_{12} + H_{2y}^* H_{1y} G_{21} + |H_{2y}|^2 G_{22} \quad (2)$$

여기서 $X_1(f), X_2(f)$ 는 $x_1(t), x_2(t)$ 의 푸리에 스펙트럼이며 $N(f)$ 는 $x_1(t), x_2(t)$ 와 uncorrelated된 응답 $y(t)$ 의 성분 $n(t)$ 의 푸리에 스펙트럼이다. H_{ab} 는 진동신호 인덱스 a, b 간의 전달함수이며, G_{ab} 는 진동신호 간의 Cross-spectrum이며 인덱스가 같을 경우 Auto-spectrum을 나타낸다. 감속기어 수직마운트 상단에서 측정되는 진동 신호 $X1(f)$ 는 식(3)과 같이 표현할 수 있다.

$$X1(f) = X_{GT}(f) + X1_{DE}(f) + X1_n(f) \quad (3)$$

$X1_{GT}$: 가스터빈 감속기에서 발생하는 진동 신호

$X1_{DE}$: DE room에서 선체와 수직마운트를 통해 전달되는 진동 신호

$X1_n$: DE room을 통하지 않고 선체와 수직마운트를 통해 전달되는 기타 진동 신호

그리고 DE room, GT room 격벽에서 측정되는 진동 신호 $X2(f)$ 는 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$X2(f) = X2_{DE}(f) + X2_{GT}(f) + X2_n(f) \quad (4)$$

$X2_{DE}$: 디젤엔진룸에 배치된 장비들에 의해 발

생되는 진동 신호

$X2_{GT}$: 가스터빈감속기어에서 발생되어 수직마운트와 선체를 통해 전달되는 진동 신호

$X2_n$: 가스터빈 감속기어와 DE room 배치 장비를 제외한 기타 진동 신호

측정점 $X1$ 과 $X2$ 에서 측정되는 진동신호는 서로 상호 관계를 갖고 있으며 다양한 장비들의 진동신호가 혼재되어 있다. 본 논문서에서는 가스터빈 감속기어 하단에서의 진동신호인 Y 에 대한 $X1_{GT}$ 의 영향도를 분석하고자 한다.

감속기어 수직마운트 하단에서 측정된 진동 신호 Y 는 두가지 진동전달 모델로 진동신호를 표현할 수 있다. 먼저 첫 번째 모델은 $x_1(t), x_2(t)$ 에서 측정된 진동신호중 $x_1(t)$ 의 영향에 의한 진동신호와 $x_2(t)$ 중 $x_1(t)$ 의 영향을 받지 않은 진동신호에 의해 $y(t)$ 에 전달되는 진동신호 그리고 $x_1(t), x_2(t)$ 모두 영향을 받지 않은 진동신호를 분리하여 표현하면 식 (5)과 같으며 이를 그림으로 표현하면 Fig. 4와 같이 표현할 수 있다.

$$Y(f) = Y_{y:x_1}(f) + Y_{y:x_2 \cdot x_1}(f) + Y_{y:(x_2, x_1)}(f) \quad (5)$$

$Y_{y:x_1}$: x_1 의 진동 신호를 통해 발생하는 Y 신호

$Y_{y:x_2 \cdot x_1}$: x_2 에서 x_1 의 영향을 제거한 신호를 통해 발생하는 Y 신호

$Y_{y:(x_2, x_1)}$: x_1, x_2 에서 측정되는 진동신호의 영향을 제외한 Y 신호

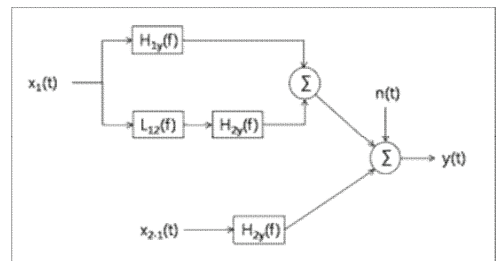


Fig. 3 Vibration transfer model of equation

(5)

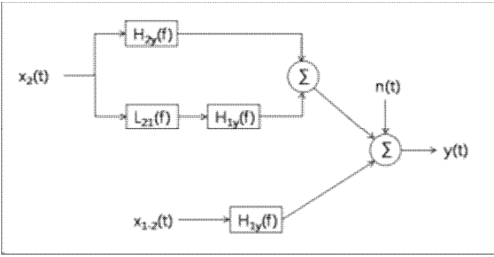


Fig. 4 Vibration transfer model of equation (6)

그리고 반대로 Y 신호 중 x_2 의 영향에 의한 진동신호와 x_1 신호 중 x_2 의 영향을 받지 않은 진동신호를 분리해 표현하면 식 (6)와 같으며 이를 그림으로 표현하면 Fig. 4 와 같다.

$$Y = Y_{y:x_2} + Y_{y:x_1 \cdot x_2} + Y_{y:(x_1, x_2)} \quad (6)$$

$Y_{y:x_1}$: x_1 의 진동 신호를 통해 발생하는 Y 신호
 $Y_{y:x_1 \cdot x_2}$: x_1 에서 x_2 의 영향을 제거한 신호를 통해 발생하는 Y 신호

$Y_{y:(x_1, x_2)}$: x_1, x_2 에서 계측되는 진동신호의 영향을 제외한 Y 신호

식 (5)를 식 (1),(2)를 이용하여 다시 표현하면 식 (7)과 같다.

$$G_{yy} = |H_{1y}|^2 G_{11} + |H_{2y \cdot 1}|^2 G_{22 \cdot 1} + G_{nn} \quad (7)$$

$$= G_{y:x_1} + G_{y:x_2 \cdot x_1} + G_{nn}$$

$$H_{1y} = \frac{G_{1y}}{G_{11}}, H_{2y \cdot 1} = \frac{G_{2y \cdot 1}}{G_{22 \cdot 1}}$$

$$G_{22 \cdot 1} = G_{22} - \frac{G_{12}}{G_{11}} G_{21}, G_{2y \cdot 1} = G_{2y} - \frac{G_{1y}}{G_{11}} G_{21}$$

(8)

그리고 식 (6)를 식 (1),(2)를 이용하여 다시 표현하면 식 (9)과 같다.

$$G_{yy} = |H_{2y}|^2 G_{22} + |H_{1y \cdot 2}|^2 G_{11 \cdot 2} + G_{nn} \quad (9)$$

$$= G_{y:x_2} + G_{y:x_1 \cdot x_2} + G_{nn}$$

$$H_{2y} = \frac{G_{2y}}{G_{22}}, H_{1y \cdot 2} = \frac{G_{1y \cdot 2}}{G_{11 \cdot 2}}$$

$$G_{11 \cdot 2} = G_{11} - \frac{G_{21}}{G_{22}} G_{12}, G_{1y \cdot 2} = G_{1y} - \frac{G_{2y}}{G_{22}} G_{12}$$

(10)

감속기어에서 발생하는 진동신호와 디젤엔진 격실에서 유입되는 진동신호가 Uncorrelated 되었다고 가정하면 X_1, X_2 의 인덱스가 다르면 Uncorrelated 되었다고 볼 수 있다. 식 (7), (9)를 이용하여 $G_{y:x_1 \cdot x_2} + G_{y:x_1}$ 를 다시 표현하면 식 (11)~(13)과 같다.

$$G_{y:x_1 \cdot x_2} = G_{y:x_1 \cdot x_2 \cdot x_1} + G_{x_1 n} \quad (11)$$

$$G_{y:x_1} = G_{y:x_1 \cdot x_2} + G_{y:x_1 \cdot x_2} + G_{x_1 n} \quad (12)$$

$$\therefore Y_{y:x_1 \cdot x_2} \leq G_{y:x_1 \cdot x_2} + G_{y:x_1 n} \leq Y_{y:x_1} \quad (13)$$

4. 진동신호 분석

감속기어 수직마운트에서 계측된 진동은 Fig 5와 같다. 계측된 진동은 중심주파수 F1 Hz 이상의 대역에서 진동신호가 보증치에 근접하거나 초과함을 알 수 있다. F1 Hz 이상의 대역에서 기여도 분석을 수행하면 Fig. 6과 Fig. 7과 같다.

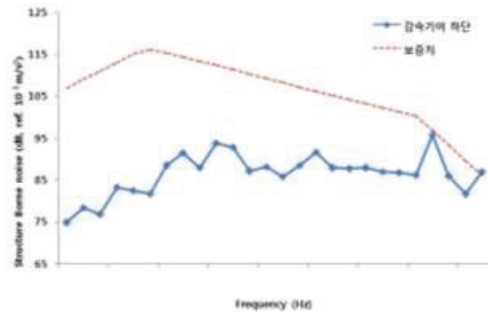


Fig. 5 1/3 Octave Band Vibration level below Vertical Mount of Reduction Gear

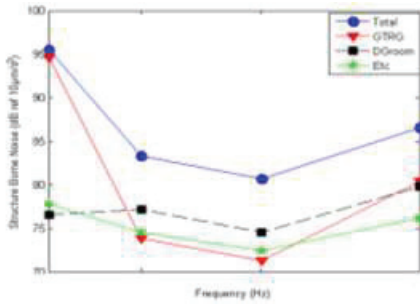


Fig. 6 1/3 Octave Band Vibration level below Vertical Mount of Reduction Gear (Model 1)

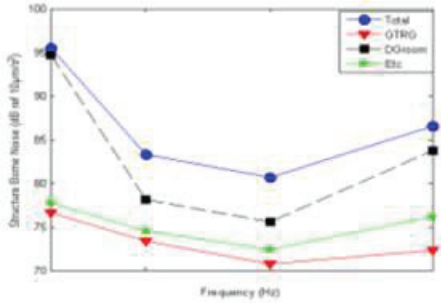


Fig. 7 1/3 Octave Band Vibration level below Vertical Mount of Reduction Gear (Model 2)

5. 결론

두 개의 진동신호 입력과 하나의 출력 시스템을 사용하여 감속기어 수직마운트 하단의 진동 문제의 기여도 분석을 수행하였다. 본 논문의 방법을 이용하여 향후 함정 바닥 받침대 진동을 분석하기 위해서는 노이즈 제거 기법과 입력 신호의 수를 늘려 해석하는 방법에 대한 연구가 필요하다.