

선체운동에 의한 주추진계의 변위가 동력축의 축 어긋남에 미치는 영향 분석

Analysis for the Effect of the Misalignment of the Power Line from the Displacement Caused by the Ship Motion of the Main Propulsion System

한 형 석† · 이 경 현* · 조 흥 기*

Hyung-Suk Han, Kyung-Hyun Lee and Heung-Gi Cho

(2011년 10월 24일 접수 ; 2011년 11월 22일 심사완료)

Key Words : Gas Turbine Engine(가스터빈엔진), Reduction Gear(감속기어), Mount(마운트), Vibration Displacement (진동변위)

ABSTRACT

Since the engine and reduction gear in a naval vessel are usually supported by the mounting system separately, the misalignment between the input shaft of the reduction gear and the output shaft of the engine should occur caused by ship motion. In this study, this misalignment is estimated from the linear static analysis assuming that the phase of movements of the engine and reduction gear at low frequency range is same and the dynamic effect is not affect to them. Through comparing the relative displacement of the engine and reduction gear calculated from linear static analysis to that from dynamic analysis as well as experiment, the assumption in this study could be verified.

1. 서 론

함정의 생존성은 함정을 설계하는데 있어 가장 중요한 항목 중 하나이다. 생존성 항목 중 내충격 성능을 만족하기 위해서 함정의 주요장비는 내충격 마운트를 사용하도록 규정하고 이를 평가하도록 하고 있다^(1,2). 또한 주추진장비, 발전기, 펌프 등 주요 진동 발생장비의 경우 고체소음 전달로 인한 수중 방사소음 발생을 억제하기 위해 방진 마운트를 사용한다. 일반적으로 이러한 마운트 시스템을 설계하기 위해서는 마운트의 정적 및 동적 특성을 해석 및 실험을 통해 정확히 규명하고^(3,5) 동력축의 경우

축 어긋남(misalignment)을 최소화하기 위해 통상 공통 베드(common bed)에 추진 장비들을 설치한 후 이에 대한 마운트 시스템을 설계하여 공통 베드를 지지하는 방식의 마운팅 시스템을 채용한다.

함정의 경우 일반 상선과는 달리 고속 엔진을 사용하고 있으며 대부분 감속기어를 통해 엔진의 회전력을 추진축으로 전달하게 된다. 대부분의 경우 이러한 감속기어와 엔진의 제작사가 다르기 때문에 이들 장비를 공통 베드위에 설치하는 것이 현실적으로 어려우므로, 감속기어와 엔진의 마운트 시스템은 독립적으로 설계된다. 이와 같이 함정의 동력축의 주요구성 장비인 감속기어와 엔진은 마운트로 지지되는 공통 베드 위에 설치되지 못하기 때문에 감속기어 입력축과 엔진의 출력축에 대한 축정렬(alignment)은 그 만큼 더 어려울 수밖에 없다.

특히 선박의 경우 해상 상태에 따라 저주파의 상

† 교신저자; 정회원, 국방기술품질원
E-mail : hshan@dtaq.re.kr
Tel : (051)750-2533, Fax : (051)758-3992
* 국방기술품질원

하방향(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 이 연구에서는 이러한 개별 마운트 위에 유연 마운트로 지지되어 설치된 엔진과 감속기어가 선체운동에 대해 얼마만큼의 축 어긋남을 발생시킬 수 있을지에 대한 분석을 해석 및 실험을 통해 수행하고자 한다.

2. 선체운동에 의한 엔진 및 감속기어의 진동 변위 예측(정적해석)

2.1 단순화 가정

일반적으로 선체운동은 저주파에서 발생되기 때문에 이 연구에서는 선체운동에 대한 주파수를 2 Hz 이하로 정의한다. 유연한 마운트위에 지지되어 있는 장비의 저주파 진동의 경우 시스템의 강체 운동 모드에 기인하므로 마운트 위에 지지되어 있는 장비를 6자유도를 갖는 집중질량으로 가정하면 이들 계의 운동방정식을 식(1)과 같이 나타낼 수 있다⁶⁾.

$$[M]_G[\ddot{X}(t)]_G + [K]_G[X(t)]_G = [F(t)]_G \quad (1)$$

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

여기서 $[X_G]$ 는 질량중심점에서의 변위행렬, $[M_G]$ 는 질량행렬, $[K]_G$ 는 강성행렬, $[F]_G^T$ 는 질량중심점에서 발생하는 각 방향별 등가 힘 및 모멘트이며 질량행렬 $[M_G]$ 및 강성행렬 $[K]_G$ 는 식(2)~(3)과 같다.

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

$$[K]_G = \sum_{i=1}^n [T_i]^T \begin{bmatrix} k_{xi} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zi} \end{bmatrix} [T_i] \quad (3)$$

여기서 $[T_i]$ 는 질량중심점과 마운트 설치 지점간의 상대좌표행렬로 식(4)와 같다.

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & (z_i - z_G) & (y_i - y_G) \\ 0 & 1 & 0 & -(z_i - z_G) & (x_i - x_G) \\ 0 & 0 & 1 & (y_i - y_G) & -(x_i - x_G) \\ & & & & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

식(1)에서 마운트위에 지지되어 있는 장비의 진동 변위는 일반적으로 시스템의 공진주파수보다 낮은 범위 내에서는 지지강성에 의해 좌우되며 질량 및 관성의 영향은 상대적으로 작다. 따라서 이 연구에서 다루는 저주파 선체진동에 대한 감속기어와 가스터빈의 변위에 대해 질량행렬의 영향을 무시할 수 있다고 가정하면 식(1)에서 진동변위는 단순 선형 변위로 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$[K]_G[X(t)]_G = [F(t)]_G \quad (5)$$

이 연구에서 다루는 선체진동의 주파수인 2 Hz 이하에 대해 식(5)를 적용하기 위해서는 함정의 감속기어와 가스터빈엔진은 2 Hz 이내에 고유주파수를 가지면 안 된다는 조건을 만족해야만 한다. 따라서 이 연구에서 다루고자하는 가스터빈엔진-감속기어 시스템에 대해 고유모드해석을 수행하였다. 고유모드해석은 상용소프트웨어인 MSC. Nastran을 가지고 수행하였다(MSC. Nastran Sol.103).

이 연구에서 다루는 가스터빈엔진과 감속기어는 Fig. 1과 같다. Fig. 2는 Fig. 1의 가스터빈엔진 및 감속기어의 고유모드해석을 위한 유한요소모델이다. Fig. 2에서 가스터빈엔진과 감속기어는 육면체 셀 프레임으로 근사화하고 육면체 내부의 실제 무게중심점에 6자유도를 가지는 집중질량으로 근사화하였다. 또한 이들을 지지하고 있는 탄성마운트는 3축 선형마운트로 가정하였다.

고유모드 해석 결과 20 Hz 미만의 고유주파수는 Table 1과 같으며 실제 실험결과와 비교해 보았을 때 실험과 해석 결과가 잘 일치함을 알 수 있었다. 해석 결과 및 실험 결과로부터 가스터빈과 감속기어 시스템은 선체진동 주파수로 정의한 2 Hz 이내에 고유주파수를 가지지 않으며 6.5 Hz 이하의 모드는 감속기어와 가스터빈엔진이 동위상으로 움직이는 모드임을 알 수 있었다. Fig. 3은 대표적인 감속기어와 가스터빈의 동위상 및 반위상 변위 모드를 보여주고 있다.

이러한 결과들을 바탕으로 2 Hz 이내에서는 선체

운동에 의한 가스터빈엔진 및 감속기어의 진동 변위는 동위상으로 가정할 수 있으며 질량행렬의 영향은 무시할 수 있다고 가정하고 선체의 횡방향 운동(rolling) 및 종방향 운동(pitching)에 대해 감속기어와 가스터빈의 하중방향 변화에 따른 변위를 선형 해석을 통해 예측해 보았다.

2.2 정적해석

Fig. 2와 같이 근사화된 유한요소모델에 대해 함이 수직일 때, 45° 횡방향 운동(rolling) 조건 및 45° 종방향 운동(pitching) 조건일 때 축 어긋남 정도를 파악하였다.

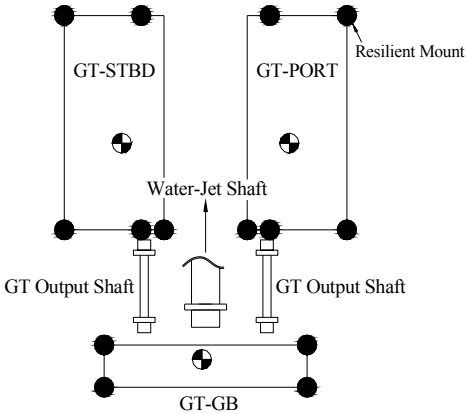


Fig. 1 Schematic diagram of the reduction gear box (GT-GB) and gas turbine(GT) of a naval vessel

Table 1 Natural frequency of the gas turbine and reduction gear system

Order	Natural frequency[Hz]		Inphase or out of phase for GT&GB
	Experiment	Analysis	
1	3.1	3.3	Inphase
2	-	4.2	
3	-	4.9	
4	5.3	5.3	
5	-	6.2	
6	-	6.5	
7	-	6.8	Out of phase
8	7.5	7.6	
9	10.0	8.8	
10	15.2	17.7	
11	18.7	19.5	

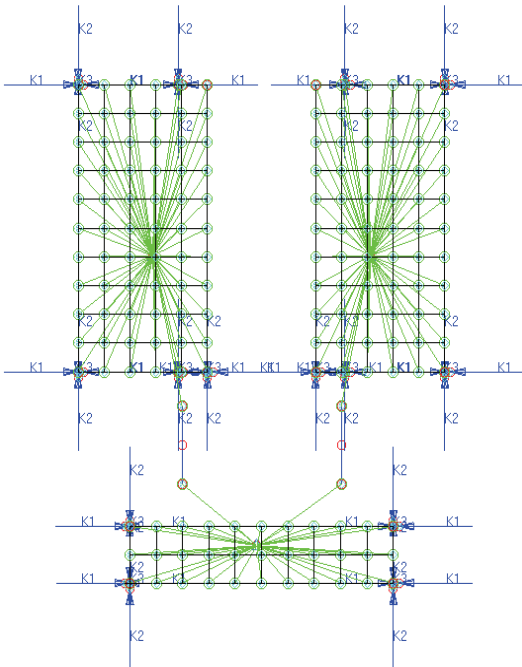
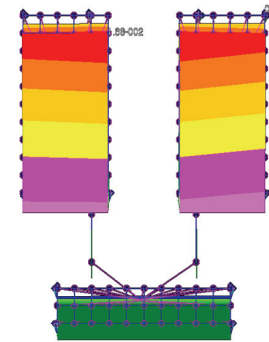
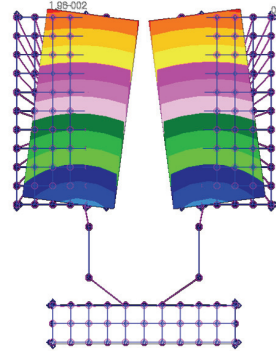


Fig. 2 FEM model of the gear box and gas turbine of a naval vessel



(a) Inphase(5.3 Hz)



(b) Out of phase(7.6 Hz)

Fig. 3 Mode shape of the reduction gear and gas turbine system

여기서 축 어긋남은 가스터빈엔진에 대한 감속기 어에서의 연결축 상대변위로 정의하였으며 하중은 감속기어 및 가스터빈의 질량중심점에 인가하였다.

정적해석(MSC. Nastran Sol. 101) 결과는 Tables 2~4와 같다. Tables 2~3과 같이 가스터빈엔진 및 감속기어의 절대변위는 최대 9.7 mm 및 8.61 mm로 매우 크지만 Table 4와 같이 상대변위는 최대 1.54 mm 정도로 절대변위에 비해 매우 작음을 알 수 있었다. 선형해석 결과로부터 “저주파 선체운동에 대한 가스터빈과 감속기어의 동적 변위량”과 “자중 방향 변화에 따른 가스터빈과 감속기어의 정적 변위량”이 크게 차이가 나지 않는다고 가정하였을 때 연결축의 축 어긋남 양(가스터빈에 대한 감속기어에서의 상대변위량)은 45° 종방향 운동(pitching) 조건에서 최대 1.54 mm(수직방향), 45° 횡방향 운동(rolling) 조건에서 최대 0.83 mm(횡방향)정도 발생함을 예측할 수 있었다.

이와 같이 가스터빈과 감속기어는 개별 베드에 설치되어 있으며 마운트 시스템 또한 다르기 때문에 가스터빈과 감속기어가 저주파 선체 운동에 대해 각각의 변위량이 달라 동력축의 축 어긋남을 야기시킬 수 있음을 알 수 있었다.

3. 선체운동에 의한 엔진 및 감속기어의 진동 변위 예측(동적해석)

이 절에서는 함 운동이 2 Hz 미만이라고 가정하고 선체운동에 의해 가스터빈엔진 및 감속기어에 가해지는 힘을 가스터빈엔진 및 감속기어의 자중 방향의

변화에 따른 힘만으로 가정하여 Fig. 2의 유한요소 모델을 가지고 동적해석을 수행하였다.

Table 3 Displacement of reduction gear(unit : mm)

Conditions		0 degree	45 degree roll	45 degree pitch
		GB	T	0.526
	L	0.526	0.423	7.39
	V	6.51	4.51	3.39
Shaft end (PORT-GT side)	T	0.102	7.36	0.0663
	L	1.18	0.0221	8.55
	V	7.13	6.58	4.63
Shaft end (STBD-GT side)	T	0.102	7.36	0.0663
	L	1.17	1.68	8.61
	V	7.3	3.63	4.75

Table 4 Relative distance between output shaft of the gas turbine and input shaft of the reduction gear(unit: mm)

Conditions	Relative distance between GT output shaft and GB input shaft					
	PORT			STBD		
	T	L	V	T	L	V
0 degree	0.008	0.0000	0.86	0.0043	0.0000	0.85
45 degree roll	0.82	0.0002	0.47	0.83	0.0000	0.74
45 degree pitch	0.0085	0.0000	1.54	0.0393	0.0000	1.53

Table 2 Displacement of gas turbine(unit : mm)

Conditions		0 degree	45 degree roll	45 degree pitch
		GT-PORT	T	0.0745
	L	8.39	0.493	7.95
	V	9.52	8.29	8.86
GT-STBD	T	0.088	9.14	0.0265
	L	0.0038	1.68	8.04
	V	9.7	5.31	8.98
Shaft end (PORT-GT side)	T	0.11	8.18	0.0578
	L	1.18	0.0219	8.55
	V	7.99	7.05	6.17
Shaft end (STBD-GT side)	T	0.0977	8.19	0.027
	L	1.17	1.68	8.61
	V	8.15	4.37	6.28

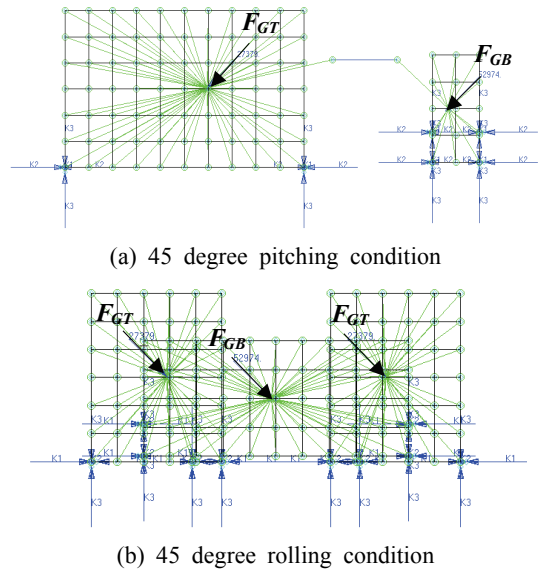


Fig. 4 Force applied on the gear box and gas turbine

선체 운동에 대해 가스터빈엔진과 감속기어의 자중에 의한 힘은 식 (6)과 같으며 45° 종방향 운동 (pitching) 및 횡방향 운동(rolling)을 고려하여 하중의 방향을 각각 Fig. 4(a) 및 Fig. 4(b)와 같이 인가하였다.

$$F_{CB} = (M_{CB} \times g) \sin(2\pi f),$$

$$F_{GT} = (M_{GT} \times g) \sin(2\pi f) \quad (6)$$

여기서 F_{CB} , F_{GT} 는 선체운동에 의한 감속기어 및 가스터빈의 자중에 의한 힘, M_{CB} , M_{GT} 감속기어와 가스터빈의 질량, f 는 선체운동 주파수이다.

동적해석은 식 (6)의 가진 주파수 f 를 0.1~200 Hz 까지 변화시켰을 때에 대한 진동 변위를 주파수응답 해석(frequency response analysis)을 통해 계산(MSC. Nastran Sol. 108)하는 방식으로 수행하였다.

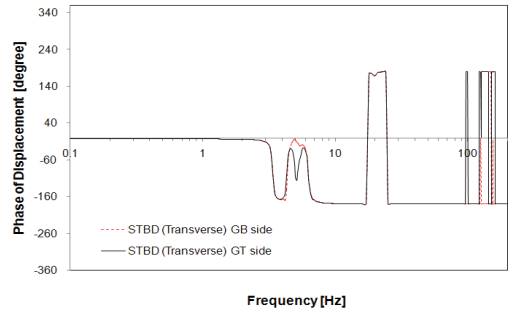
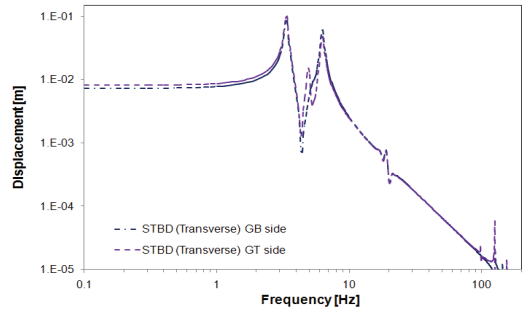
Figs. 5~6은 해석결과 주파수에 따른 가스터빈엔진 및 감속기어의 절대변위 및 상대변위 곡선이다. Fig. 5로부터 2 Hz 미만의 주파수에서의 가스터빈엔진과 감속기어의 변위는 동위상임을 알 수 있으며 Fig. 6의 상대변위 해석 결과로부터 2 Hz 미만의 변위 계산값은 횡방향 운동 시 횡방향(transverse)으로 0.82 mm~1.32 mm, 종방향 운동 시 수직방향(vertical)으로 1.52 mm~2.18 mm임을 알 수 있다. 이러한 동적 해석 결과를 정적해석 결과인 Table 4와 비교해 보았을 때 그 변위량이 유사함을 알 수 있다.

따라서 2 Hz 미만의 선체진동은 이 범위 내에 고유진동수가 없을 경우 질량 및 관성을 고려하지 않고 단지 힘 운동 방향에 따른 자중에 의한 힘의 변화만을 고려한 정적해석 만으로도 충분히 진동 변위를 예측할 수 있음을 알 수 있었다.

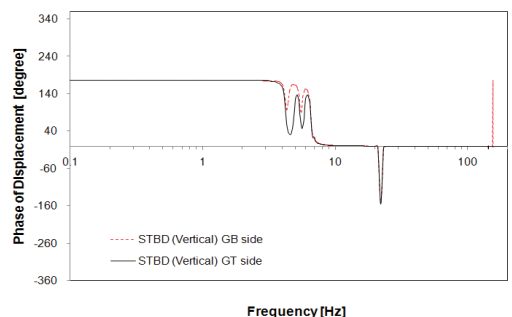
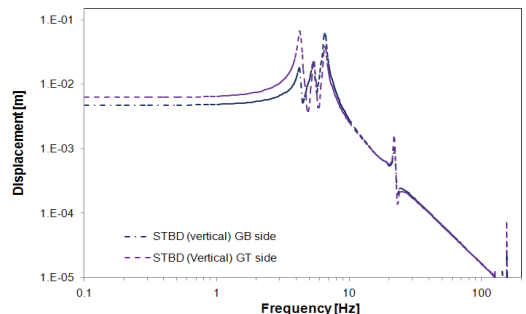
4. 실선 계측 결과 비교

전절에서 언급한바와 같이 선체 운동은 일반적으로 매우 저주파에 나타나므로 2 Hz 미만의 주파수로 나타날 것으로 판단되며, 이때 감속기어와 가스터빈은 전절에서 수행한 고유모드 해석 결과로부터 동위상으로 움직일 것으로 예측된다.

이 연구에서 다루는 함정의 경우 가스터빈과 감속기어는 개별 베드에 설치되어 있으며 마운트 시스템 또한 다르기 때문에 가스터빈과 감속기어가



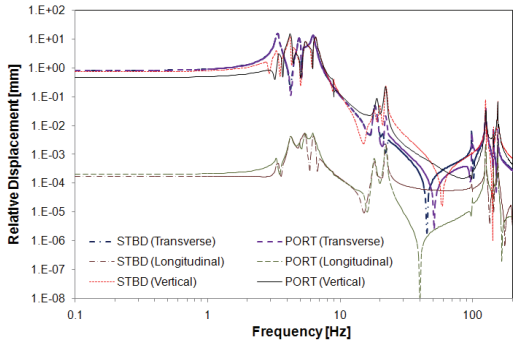
(a) 45 degree rolling at transverse direction



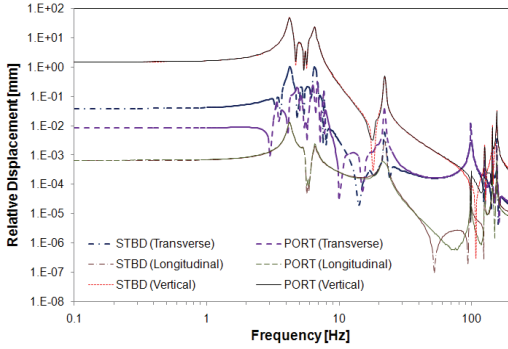
(b) 45 degree pitching at vertical direction

Fig. 5 Vibration displacement(r.m.s) of the coupling shaft on the gear box and gas turbine side

동위상으로 움직이는 저주파 선체 운동에 대해 각각의 변위량이 다를 수밖에 없으므로 동력축의 축



(a) 45 degree rolling



(b) 45 degree pitching

Fig. 6 Relative displacement (r.m.s) of the coupling shaft

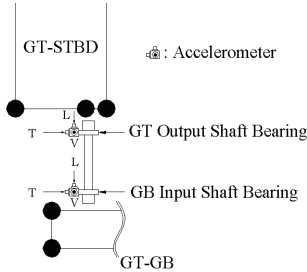
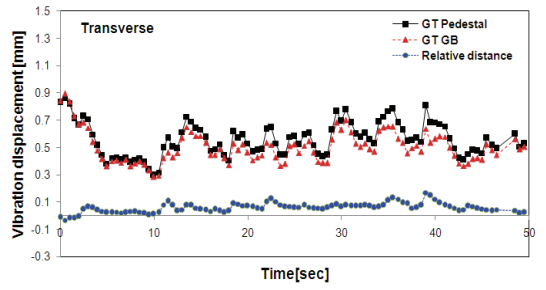


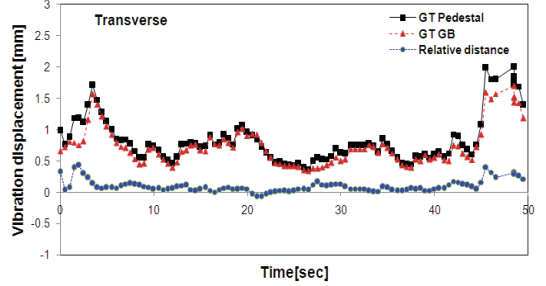
Fig. 7 Accelerometer position

어긋남을 야기 시킬 수 있다. 따라서 감속기어의 축 베어링 단에 대한 가스터빈의 축 베어링 단에서의 상대변위를 측정하기 위해서 Fig. 7과 같이 각 베어링 상부에 가속도계를 3축으로 설치하였다. 가속도계는 Dytran사의 Type 3184E를 사용하였으며 종방향, 횡방향 및 수직방향의 가속도를 측정하고 이를 적분기를 통해 두 번 적분함으로써 변위를 구하였다.

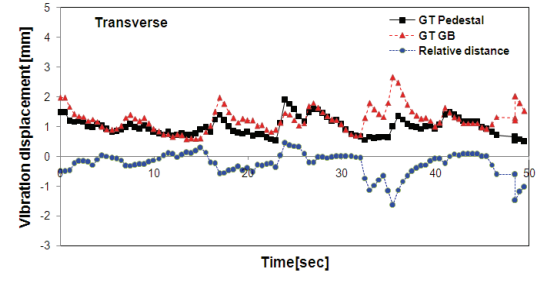
가속도계 특성상 1 Hz 미만의 신호는 신뢰성이 떨어지므로 이는 고주파 통과 필터(high pass filter)를



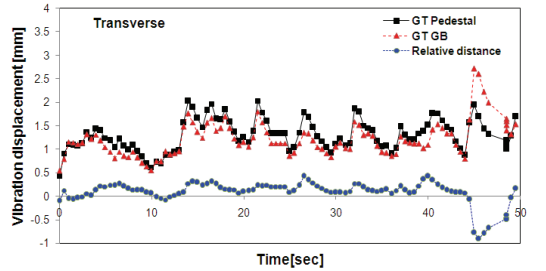
(a) Ship speed = 28 knots



(b) Ship speed = 33 knots



(c) Ship speed = 38 knots



(d) Ship speed = 41 knots

Fig. 8 Displacement at the direction of transverse (r.m.s)

이용하여 제거하였다. 따라서 측정 신호는 1~2 Hz 주파수 범위에 대한 각 베어링부에서의 측정된 변위 및 감속기어 베어링 단에 대한 가스터빈엔진 베어링 단에서의 축 상대변위이며 이들 측정값은 Fig. 8과 같다. Fig. 8에서 알 수 있듯이 합의 선체 운동에

대해 감속기어 및 가스터빈엔진의 절대 변위는 크나 이들 진동을 동위상으로 가정하면 상대변위가 크지 않음을 확인할 수 있으며 최대 변위는 38노트에서 횡방향으로 최대 2 mm 이내임을 파악할 수 있었다. 상대변위 예측결과를 2절의 정적해석 결과 및 3절의 동적해석 결과와 비교해 보면 상대 변위량의 예측값과 실험값이 유사함을 알 수 있으며 이로부터 저주파 선체운동에 의한 감속기어와 가스터빈의 변위를 동위상으로 가정하여 정적해석을 통해 구하더라도 큰 무리가 없음을 유추할 수 있었다.

5. 결 론

이 연구에서는 공통 베드가 아닌 개별 베드위에 유연 마운트로 지지된 가스터빈엔진과 감속기어에 대해 저주파 횡방향 운동(rolling) 및 종방향 운동(pitching) 시 이들의 상대변위로 인해 발생하는 축 어긋남을 예측하고 이를 실험을 통해 검증하였다.

저주파 함 운동에 따른 가스터빈엔진과 감속기어의 상대변위 예측은 함 운동주파수가 계의 고유주파수보다 어느 정도 낮은 경우 질량 및 관성항의 영향을 무시하고 단순히 가스터빈엔진 및 감속기어의 자중에 대한 정적해석만으로 예측 가능함을 동적해석과의 비교 및 실험결과와의 비교를 통해 알 수 있었다.

해석 및 실험을 통해 저주파 함 운동에 대해 이 논문에서 다루는 함정의 가스터빈엔진과 감속기어의 상대변위는 최대 2.0 mm까지 발생할 수 있음을 알 수 있었다. 일반적으로 공통베드위에 감속기어와 엔진이 같이 설치될 경우 이러한 상대변위가 발생하지 않으므로 보다 강건한 설계가 가능할 것으로 예측된다. 따라서 향후 설계, 건조되는 함정에 대해 이러한 공통 베드 적용을 심도 있게 검토해야할 것

으로 판단된다.

후 기

이 연구 논문은 국방기술품질원 자체 검토 결과 군사보안상 문제가 없음을 확인함.

참 고 문 헌

- (1) ROK Navy, 2004, Criteria for Shock, Noise & Vibration of Equipment/Facilities.
- (2) D.o.D, 1989, Shock Tests, H.I.(HIGH-IMPACT) Shipboard Machinery, Equipments, and Systems, Requirements for, MIL-S-901D.
- (3) Chung, J. H., Kim, B. H., Kwak, J. S., Jeong, J. A. and Lee, H. Y., 2004, An Experimental Study on the Characteristics of Rubber Mounts for Naval Shipboard Application, Proceedings of the Annual Spring Meeting, SNAK, pp. 402~409.
- (4) Lee, G. S., Lee, S. Y. and Ryu, C., H., 1990, Test and Analysis for Dynamic Properties of Rubber Materials for Vibration Isolation(1), Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 27~32.
- (5) Kim, W. D. and Kim, W. S., 2006, Estimation and Evaluation of the Mechanical Property for Vibration Isolating Rubber Material, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 5, pp. 319~325.
- (6) Ryu, S. M., Jeong, W. B. and Han, H. S., 2011, Prediction and Reduction of Transient Vibration of Piping System for a Rotary Compressor, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 8, pp. 733~740.