

실험 및 실선 계측을 통한 진동특이치 평가에 관한 연구

김병욱* · 진봉만** · 공영모†

(원고접수일 : 2009년 4월 23일, 원고수정일 : 2009년 5월 6일, 심사완료일 : 2009년 5월 8일)

A Study on the Modal Parameter Identification of a Ship using Operational Modal Analysis

Byoung-Ook Kim* · Bong-Man Jin** and Young-Mo Kong†

Abstract : When modal tests on the large structures and machinery are performed, it is in general difficult and inaccurate to use artificial excitation devices such as impact hammers, because of insufficient capacity of the device and different environmental conditions of the concerned structures. Therefore, the Operational Modal Analysis(OMA) technique, which is performed by measuring only vibration responses during the operation of the objective product, can be one alternative. In this paper, the way to identify natural frequencies, mode shapes and damping ratios of a ship by using the OMA during the sea trail is described.

Key words : Singular Value(특이치), Frequency Domain Decomposition(주파수분리법), Hilbert transform(Hilbert 변환)

1. 서 론

최근 계약되고 있는 선박들에 있어 진동과 관련된 국제 규격들은 점점 엄격해지고 있으며, 선주 및 선원들의 진동에 대한 관심은 날로 증대하고 있다. 따라서 선박의 거주구와 같은 대형 구조물이나 대형장비에 대한 진동제어 기술이 중요시되고 있으며, 특히 저진동 설계는 고부가가치 선박건조에 있어 점점 더 중요한 요소로 대두되어지고 있다. 그러나 선박의 거주구 및 주요 대형 장비의 지지구조는 원가 절감등의 이유로 점점 진동에 취약한 구조

로 설계되고 있다. 이러한 이유로 보다 정도 높은 진동해석 및 효율적인 진동 제어가 필요하며, 이를 위해서는 대상물의 주요 Modal Parameter인 고유진동수, 감쇠율, 모드형상에 대한 정확한 규명이 필요한 실정이다.^[1]

구조물의 Modal Parameter 추출기법으로 널리 사용되는 방법은 Impact Hammer를 사용하는 모델테스트(modal test)이다. 하지만 Impact Hammer를 사용하는 Modal Test를 선박의 거주구와 같은 대형구조물에 적용하기에는 구조물을 충분히 가진 시키지 못하는 현실적인 어려움을 가

† 교신저자(대우조선해양 진동소음R&D팀, E-mail:ymkong@dsme.co.kr, Tel: 055-680-5546)

* 대우조선해양 진동소음R&D팀

** 대우조선해양 진동소음R&D팀

지고 있다.

본 논문에서는 기존의 Modal Test에 대한 대안으로, 선박이 운항할 때 진동응답만을 계측하여 대상물을 별도의 장비로 가진시키지 않고 Modal Parameter를 구하는 OMA(Operational Modal Analysis) 기법을 이용하여 구조물에 대한 동특성을 추출하는 방법을 다루고자 한다.^[2]

시운전중에 발생하는 random 가진은 Gaussian 백색잡음입력과 같은 broad band 가진특성을 가지기 때문에 선박거주구의 진동응답만을 계측하여 선박의 동특성을 추출하는데 있어 충분한 가진특성을 가진다. 하지만 운전 중 random 기진에 의해 가진된 선박 거주구의 진동응답에는 외부 작업환경에 의한 잡음의 영향도 함께 포함될 수 있으므로 보다 정확한 동특성 파악을 위해서 본 논문에서는 여러 위치에서 계측된 선박 거주구의 진동응답을 특이치분해를 이용한 주파수분리법(Frequency Domain Decomposition, FDD)과 Hilbert 변환 방법을 적용하여 선박 거주구의 고유진동수, 진동모드 및 감쇄율을 추출하였으며 이러한 과정을 서술하고자 한다.

2. FDD를 이용한 고유모드 추출

FDD법은 측정된 진동응답을 이용하여 각각의 지점에 대한 파워 스펙트럼 밀도(power spectral density) 및 상호스펙트럼 밀도(cross spectral density)를 구하여 식(1)의 행렬을 구성한다.

$$[G_{YY}] = \begin{bmatrix} PSD_{11} & CSD_{12} & \dots & CSD_{110} \\ CSD_{21} & PSD_{22} & \ddots & \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ CSD_{101} & \dots & \dots & PSD_{1010} \end{bmatrix} \quad (1)$$

식(1)에서 구성된 행렬 $[G_{YY}]$ 을 특이치 분해하여 식(2)와 같이 비연성화된 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$[G_{YY}] = [U] [S] [V]^H \quad (2)$$

여기서 행렬 $[S]$ 의 대각요소는 행렬 $[G_{YY}]$ 의 특

이치(singular value)에 해당되며 식(3)과 같이 표현할 수 있다. 또한 행렬 $[U]$, $[V]$ 의 열과 행은 행렬 $[S]$ 의 특이치에 대응되는 각각의 특이벡터(singular vector)이다. 한편 행렬 $[S]$ 의 특이치 $(\sigma_1, \dots, \sigma_N)$ 를 Fig. 1과 같이 주파수별로 나타내면 행렬 $[G_{YY}]$ 의 비연성화된 파워스펙트럼밀도를 얻을 수 있다.

Fig. 1과 같이 행렬 $[G_{YY}]$ 를 특이치 분해를 이용하여 비연성화된 파워스펙트럼밀도로 나타내면 고유치 및 모드를 쉽게 파악할 수 있다. 고유모드는 고유치 행렬 $[S]$ 의 특이 벡터에 해당되는 $[U]$, $[V]$ 와 같다. Fig. 1의 비연성화된 파워스펙트럼밀도를 이용하면 주파수응답함수나 스펙트럼 밀도함수에서 구별하기 힘든 연성된 모드(coupled mode)를 쉽게 구별 할 수 있다. 즉 한 모드가 특정 주파수에서 지배적이면 오직 한개의 특이치만 가장 높은 값을 가지며, 만약 중복되거나 근접한 모드가 존재하면 높은 값을 가지는 여러 개의 특이치가 동일한 주파수에서 여러개 존재하여 중복 모

$$[S]_{M \times N} = \begin{bmatrix} \sigma_1 & & & 0 \\ & \sigma_2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & \sigma_N \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

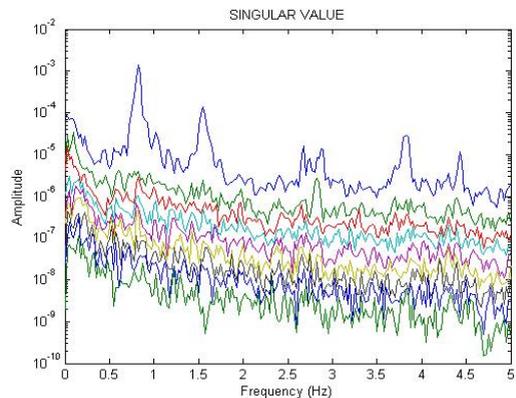


Fig. 1 Uncoupled power spectrum density

드를 쉽게 분석할 수 있다. 이러한 특성을 이용하면 계측 중 원하지 않는 다른 외부 가진원에 의한 입력이 존재하더라도 특이치 곡선을 살펴보면 외부 가진원이나 노이즈성분을 쉽게 판별할 수 있다. 이와 같이 연성된 파워스펙트럼밀도 행렬을 특이치 분해하여 구조물의 고유진동수 및 진동모드를 추출하는 기법을 주파수분리법(Frequency Domain Decomposition, FDD)이라고 부른다.

3. Hilbert 변환을 이용한 댐핑 추출

Fig. 1의 비연성화된 파워스펙트럼밀도에서 특정모드를 선정하여 주파수 피크(peak) 좌우영역을 적절하게 선택하여 분할한 영역만을 역푸리에 변환하여 Fig. 2와 같이 시간영역으로 변환하고, 식 (4)를 통해 고유진동수를 구한다. 이때 가능한 많은 주기가 포함되도록 시간 영역을 선택하여 계산하면 보다 정확한 고유진동수를 구할 수 있다.^[3-4]

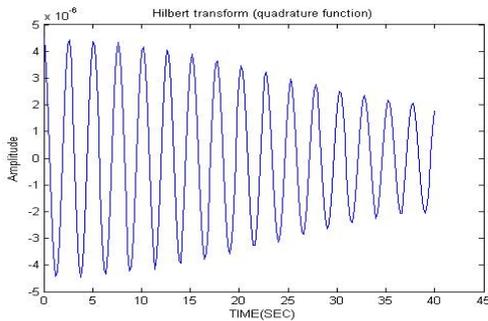


Fig. 2 Result of inverse fourier transform

$$f_n = \frac{1}{((T_{high} - T_{low})/n)} \quad (4)$$

여기서, T_{high} = 주기 중 높은 시간
 T_{low} = 주기 중 낮은 시간
 n = 싸이클 수

한편 선박의 댐핑을 구하기 위해 Fig. 3과 같이 y축을 로그 변환하여 식(5)의 대수감쇠율을 이용하여 감쇠비 (Damping ratio, ζ)를 구한다. 이와 같이 본 기법은 주파수 영역을 시간영역으로 변환

한 뒤 진폭을 대수로 표현하는 Hilbert 변환 (Hilbert transform)을 이용하는 방법이다.

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (5)$$

여기서 δ : 대수 감쇠율

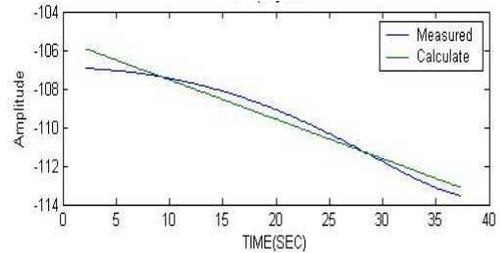


Fig. 3 Logarithmic Decrement

4. 실험 및 검증

OMA기법을 이용한 Modal Parameter 추출방법에 대한 신뢰성 검증을 위하여 Fig. 4와 같은 실험장치를 구성하여 실험을 수행하였다. 설치된 Plate에 대한 Impact Test 및 Exciter Test를 실시하여 진동응답을 계측하였다.^[5]

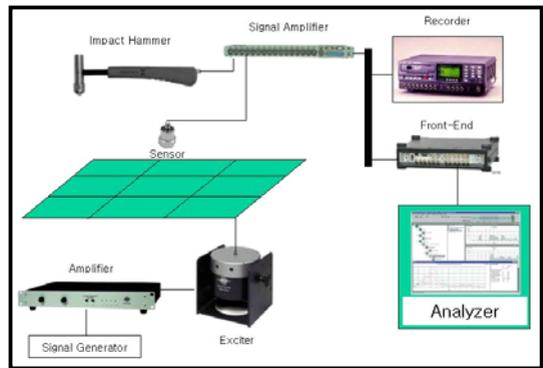


Fig. 4 Experimental set-up

Table 1-2에 Modal Test와 OMA기법을 이용하여 구한 Plate의 고유진동수 및 진동모드형상을 정리하였다. 결과에서 알 수 있듯이 Modal Test에 의한 방법과 OMA기법을 이용한 방법이 1%정도의 오차이내에서 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 이상의

실험결과로부터 OMA기법을 이용한 고유진동수 및 모드형상 추출법은 상당한 신뢰도를 가지고 있다는 것을 알 수 있다.

Table 1 Experiment results of 1st Mode

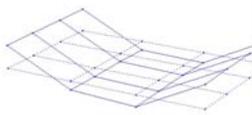
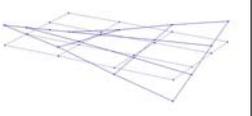
Modal Test : 86.8 Hz	OMA : 87.4 Hz
	

Table 2 Experiment results of 2nd Mode

Modal Test : 99.8 Hz	OMA : 100 Hz
	

5. 실선계측 및 결과비교

앞에서 설명한 OMA 기법과 실험결과를 기초로 하여 당사에서 건조한 VLCC선박의 공식 시운전시에 진동계측을 수행하였다. 본 진동계측이 수행된 VLCC선박에 대한 주요 제원은 Table 3과 같다.

Table 3 Ship Particulars

L.O.A	333.0 m
Breadth	60.0 m
Design Draft	30.5 m
Main engine Type	B&W 6S90MC-C
Propeller	F.P.P (4EA)

먼저, 시운전시 수행된 Global Vibration 계측 위치(7points)와 OMA기법에 대한 검증을 위해서 추가로 선정된 위치(3points)에서 가속도센서를 사용하여 공식 시운전중 Inertia Test, Anchoring Test, Crash Astern Test시 거주구에 대한 진동을 각각 30분에 걸쳐 계측하였다(Fig. 5 참조). 이

렇게 계측한 진동 데이터중 Inertia Test때 계측한 데이터가 OMA기법을 이용하기에 가장 적절한 것으로 판단되었다. 그 이유로는 Inertia Test는 다른 test에 비교하여 상대적으로 test시간이 길며, 주기관의 기진력이 NCR회전수부터 정지시까지 sweep하면서 거주구의 모드들을 가진 시키기 때문이다, 따라서 본 논문에서는 Inertia Test때의 데이터를 이용하여 거주구의 고유진동수 및 모드형상을 추출하였다.

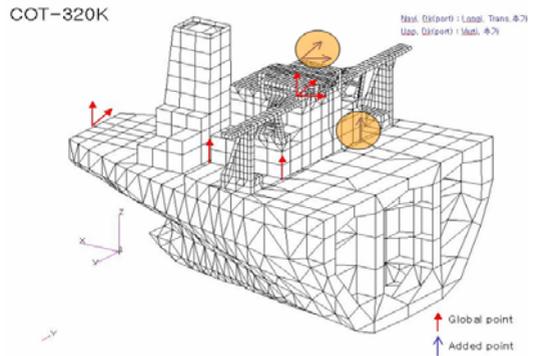
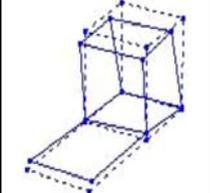
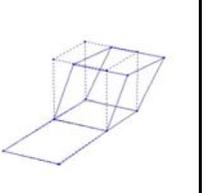
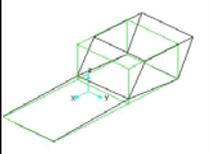
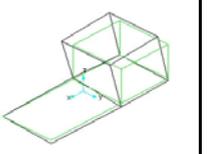


Fig. 5 Measurement Point for OMA

Table 4 Compared results by different approaches

	Longitudinal Mode	Transverse Mode
Analysis result		
OMA result		
Global measurement result		
Damping Ratio	0.9	1.2

실선에서 계측한 진동 데이터중에서 Global 진동 데이터를 이용한 방법과 OMA기법을 이용한 방법 그리고 FEM 해석으로 구한 고유진동수와 모드형상을 아래의 Table 4에 정리하였다. Table 4에서 알 수 있듯이 거주구에 대한 주요 진동모드인 순수 종방향(Longitudinal Direction)의 진동모드와 횡방향(Transverse Direction)의 진동모드는 해석결과와 Global 진동데이터를 이용한 결과 그리고 OMA기법을 이용한 결과가 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 따라서 선박의 거주구와 같은 대형구조물의 Modal Parameter추출에 OMA기법 적용은 상당한 신뢰성을 가지고 있다고 판단된다. 하지만 감소율은 아직 신뢰할 수 있는 값으로는 판단되지 않으며, 추후 더 많은 연구가 필요할 것으로 사료된다.

6. 결 론

본 연구에서는 기존의 모델시험의 적용이 힘든 작업 환경 중의 대상 구조물에 대해 랜덤한 가진력을 이용한 OMA(Operational Modal Analysis)를 통해 실제 운항 중의 선박에 대한 동특성을 추출하였다. 특히 운전 중의 모드분석 기법 중 특이치 분해를 이용한 주파수분리법 (FDD)과 Hilbert변환 방법을 적용하였다. 이 방법은 선박이 실제 운전 중일 때 모드분석이 이루어지므로 기존의 모드 분석에서 발생할 수 있는 하중 조건 및 경계조건 등의 차이를 줄일 수 있음은 물론 계측에 요구되는 시간, 비용 및 실험자의 노력을 크게 줄일 수 있다.

향후 기존의 모드분석을 적용하기 힘들었던 대형 구조물에 대해 본 기법을 적용하여 보다 간편하고 정확하게 동특성을 파악할 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

[1] Korean register of shipping, Control of Ship Vibration and Noise 1997.
 [2] Mehdi Batel, Bruel and Kjaer, "Operational modal analysis another way of doing modal testing", SOUND AND VIBRATION, pp. 22-27, Norcross,

Georgia 2002.

[3] Nuno M.M Maia, "Fundamentals of singular value decomposition", Preceeding of the 9th International Modal Analysis Conference, pp 1515-1521, 1991
 [4] N.Thrane, J.Wismer, H.Konstantin-Hansen & S.Gade, Bruel & Kjaer, Practical Use of the Hilbert Transform Bruel & Kjaer Application Note, 1997.
 [5] Ward Heylen, Stefan Lammens, Paul Sas, Modal Analysis Theory and Testing, Katholieke Univertiteit Leuven, 1997.

저 자 소 개



김병욱

1972년 1월 18일생, 1997년 부경대학교 기계공학과 졸업, 1999년 부경대학교 대학원 기계과 졸업(공학석사), 2005년 부경대학교 대학원 음향진동공학과 수료 (공학박사), 2009년 대우조선해양(주) 진동소음R&D팀 재직 중



진봉만

1973년 3월 18일생, 2000년 환경대학교 환경공학과졸업, 2009년 대우조선해양(주) 진동소음R&D팀 재직 중



공영모

1966년 12월 20일생, 1991년 부산수산대학교 기계공학과졸업, 1993년 부산수산대학교 기계공학과졸업(공학석사), 2006년 부경대학교 기계공학과 졸업(공학박사), 2009년 대우조선해양(주) 진동소음R&D팀 재직 중