

부분구조합성법에 의한 동력전달 변환기의 진동해석에 관한 연구

⁰박영철* · 박석주** · 왕지석***

A Study on the Vibration Analysis of a Power Transmission Converter by Substructure Synthesis Method

Y. C. Park, S. C. Park, J. S. Wang

Key word : 감도해석(Sensitivity Analysis), 최적구조변경법(Optimum Structural Modification)
중량최소화(Weight Minimization), 주파수응답함수(Frequency Response Function)
부분구조합성법(Substructure Synthesis Method)

ABSTRACT

As shipbuilding industry has being developed so far, the industrial structure in korea also has been making surprising upturn and reform. To keep up with the up-to-date technology of the advanced shipbuilding industry, continuous researches and study have priority over the investment and promotion which have relation to minimize noise, vibration, shape, and expense.

In this paper I intend to minimize the weight of a converter with unchanged natural frequency about light weighted ship which supports the weight of a propeller shaft and has enough stiffness vibration originated from the motion of the propeller shaft.

The weight minimization is performed by the Sensitivities of the Natural frequencies of the converter. To decrease a power transmission converter weight ideally, the parts of the sensitivity zero are to be cut mainly, and the changing quantity of natural frequency by the cut is to be recovered by the structural modification for the parts with the good sensitivity.

But, as actually the mathematical solution for the homogeneous problem(i. e. 0 object function) do not exist, we hereby redesign a converter with much thinner thickness and recover the natural frequencies and natural modes to original structure's by the sensitivity analysis. And the Frequency Response Functions(FRF) are to be observed for the interesting points.

In this analysis, the original thickness of a converter model has 84mm of thickness, and the thickness redesigned is 60mm and 70mm. And we are to try to recover the 1, 2, 4 lower natural frequencies interested.

* 한국해양대학교 대학원

** 정희원, 한국해양대학교 해양시스템공학부

*** 정희원, 한국해양대학교 기계공학부

1. 서 론

최근 조선산업의 육성에 박차를 가하면서 우리나라의 산업구조는 놀라운 발전과 변혁을 이루게 되었다. 또한 현재는 조선 선진국으로서 첨단기술의 개발·촉진에 끊임없는 정진을 하고 있다. 날로 새로와 지는 선진 조선산업에 대응하기 위해서는 고(高)기능의 경량화, 저소음, 저진동, 미려한 외형, 저비용 등 특히, 선박 운항시 발생하는 소음 및 진동에 대해 규명·연구한다면 선진 조선업계에 한 발 더 앞서리라 믿는다. 선체진동의 허용치는 주로 인간의 승선 기분에 따라 일반적인 기준이 되기 때문에 어떠한 구조물이건 그 구조물에 작용하는 외력을 알면, 구조물 안에 발생하는 응력, 고유진동수 등을 구할 수가 있다. 이러한 값들이 구해지면, 이러한 값에 대한 충분한 강도를 갖는 구조부재의 치수와 중량, 효과적인 재료의 배치를 결정할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 선박 추진기 축의 중량을 지탱하고, 추진기 축 운동에 의해서 발생하는 진동에 대해 충분한 강성을 가지며 보다 경량적인 선박의 변환기에 대해 고유진동수의 변화 없이 변환기의 진동해석을 통한 중량최소화를 하고자 한다.

2. 감도해석법^{[1]-[6]}

감도해석은 구조물의 치수나 재료의 변경 등으로 인한 정적·동적 특성의 변화율을 구하는 것이다. 즉, 수학적으로 감도란 반응값의 설계변수에 대한 미분치로 정의된다. 고유진동수와 고유진동형의 감도를 구하는 방법은 많으나 여기에서는 Fox의 방법을 이용하기로 하고 다음과 같은 운동방정식을 고려하기로 한다.

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\} = \{0\} \quad (2.1)$$

$$(-\lambda[M] + [K])\{X\} = \{0\}$$

이 고유치 문제의 r 차의 고유치 λ_r 에 대한 고유진동모드 벡터를 $\{\phi_r\}$ 이라고 하고, 설계변수 r 가 r_0 에서 미소량 Δr 만큼 변화해서 $r = r_0 + \Delta r$ 이 되면, $[K]$, $[M]$, λ_r , ω_r , $\{\phi_r\}$ 들도 따라서 변하게 된다. 단, 설계변수에 대한 1차 미분항만 고려한다. 따라서, 고유진동수의 감도는 고유치의 감도에 의하여 구할 수 있게 된다. 초기 r 차 고유치 λ_{0r} 은

$\lambda = \lambda_0$ 일 때의 고유치 이므로 식(2-1)에 대입하고 변경 후에도 같은 관계를 만족시켜야 한다. 위의 관계식에 1차 미분항만을 고려한 식을 대입하여 Δr^2 이상의 항을 무시하고 정리한다. 여기에서 고유진동모드 벡터를 다음과 같이 정규화하기로 한다.

$$\{\phi_{0r}\}^T [M_0] \{\phi_{0r}\} = 1 \quad (2-2)$$

$$\{\phi_{0r}\}^T [K_0] \{\phi_{0r}\} = \lambda_{0r}$$

식(2-2)의 정규화 관계를 이용하면 다음과 같은 고유치 감도가 구해진다.

$$\lambda_r' = \{\phi_{0r}\}^T ([K'] - \lambda_{0r}[M']) \{\phi_{0r}\} \quad (2-3)$$

이 식은 r 차의 고유치 감도가 강성행렬의 감도 $[K']$, 질량행렬의 감도 $[M']$ 와 r 차의 고유진동모드 $\{\phi_{0r}\}$ 에 의하여 표시됨을 보이고 있다.

3. 최적구조변경법^{[4]-[8]}

설명을 간단히 하기 위해 감도해석에 의해 구해진 감도행렬을 $[A]$, 설계를 변경하고자 하는 장소의 변경량을 $\{\Delta \gamma\}$, 변경하고자 하는 목표값과 현재값과의 차를 $\{\Delta \omega\}$ 라 하면, 이의 최적화 문제는

$$[A] \{\Delta \gamma\} = \{\Delta \omega\} \quad (3-1)$$

로 나타낼 수 있다. 이 식은 1차 방정식을 나타내고 있지만, 행렬 $[A]$ 가 일반적으로 정방행렬이 아니므로 최소자승해를 구하는 문제이다.

먼저 구하는 미지수, 즉 변경하고자 하는 변경량의 수가 방정식의 개수보다 적은 경우는 통상 말하는 다음과 같은 S를 최소로 하는 최소자승해를 구하면 된다.

$$S = |[A] \{\Delta \gamma\} - \{\Delta \omega\}| \quad (3-2)$$

그러나, 일반적으로 구조변경의 문제는 위와는 달리 구하고자 하는 변경량의 개수가 방정식의 개수보다 많은 것이 특징이다. 예를 들면, 몇 개의 고유진동수를 특정 고유진동수로 변경시키고자 할 때, 변경할 수 있는 부분의 수는 수십 개에서 수백 개에 이른다. 이 경우에는 무수히 많은 해를 가지게 되나 다음과 같은 S를 최소로 하는 제약을 가하면 해가 일의적으로 결정된다.

$$S = \{\Delta \gamma\}^T \{\Delta \gamma\} \quad (3-3)$$

이런 경우를 의사 최소자승법의 문제라 부른다.

4. 부분구조합성법

대형, 복합 구조물의 정적·동적 해석에 있어 유한요소법이 대표적인 수단으로 자리잡아 왔다. 그러나 구조물이 복잡해지면 요소 분할 수가 증가되어 결국 자유도가 매우 커지게 된다. 이러한 경우의 해석에서는 컴퓨터의 막대한 계산시간과 계산기 용량이 필요하게 되므로 적용에 한계가 있다. 따라서 이러한 문제점을 개선하기 위해 구조물 전체를 여러 개의 단순한 부분구조물(이하 분계)로 분할하여 각 분계에 대해서 해석한 결과를 적절한 결합조건하에서 다시 결합하여 전체구조물(이하 전체)을 해석하는 부분구조합성법이 최근 실용적인 동적 해석 방법으로 등장하였다. 부분구조합성법은 크게 전달함수합성법(Transfer Function Synthesis Method), 특성행렬합성법(Characteristic Matrix Synthesis Method), 모드합성법(Component Mode Synthesis Method ; CMS) 등으로 구분된다.

전달함수합성법은 각 부분구조의 주파수별 전달함수를 구하여 결합하는 방법을 말하는데, 실험에 의하여 얻어진 데이터를 쓸 수 있는 장점이 있으나 해석대상 주파수범위에 대하여 주파수별로 따로따로 계산해야 하는 번거로움이 있어서 해석하는데 시간이 많이 걸리는 단점이 있다.

또 특성행렬합성법은 각 부분구조에 대해서 실험하여 얻어진 전달함수로부터 부분구조물의 특성행렬을 구한 다음, 이들 특성행렬을 합성하여 전체구조물을 해석하는 방법을 일컫는데, 이 방법도 실험 데이터를 이용할 수 있는 반면에 특성행렬의 자유도가 커지면 구하기 힘들고 계산시간이 많이 걸리는 단점이 있다.

그러나 모드합성법은 각 분계의 동특성을 소수의 저차 고유진동형만으로 나타내고 이들 몇 개의 고유진동수와 고유모우드의 결합으로 전체의 동특성을 해석할 수 있기 때문에 유한 요소 모델을 할 수 있는 구조물이면 적용할 수 있고, 계산시간도 단축된다. 또한 종래의 유한요소법을 이용한 해석에서는 고려할 수 없었던 결합부의 특성을 고려할 수 있는 장점도 있다.

모드합성법에는 결합부 절점의 자유도를 구속하는 여부에 따라서 구속 모드형, 불구속 모드형, 혼합형으로 구분된다.

본 연구에서는 부분구조합성법의 기초 이론이 되는 Guyan의 정축소법과 정밀도가 높아 가장 많

이 이용되는 구속형 모드합성법을 채택하였다.

5. 동력전달 변환기 모델의 중량 최소화

중량최소화를 위한 설계변수는 동력전달 변환기(이하 변환기)의 두께로 설정하여 원래 변환기가 가지는 두께보다 훨씬 작은 값을 초기두께로 하고, 초기두께의 고유진동수를 원래 변환기의 고유진동수로 환원시키는 구조변경을 채택하였다. 그런데, 환원시키고자 하는 고유진동수와 고유진동형은 수 개에 불과한 반면 설계 변경할 수 있는 부분은 수십개가 되어 해가 일의적으로 정해지지 않는다. 여기에 최적구조변경이 현 구조물에 가장 최적의 변경을 목표로 하는 변경법이라는 사실에 착안하여, 변경량 최소화라는 제약조건을 부가함으로써 해를 일의적으로 결정한다. 그리고 최종두께가 원래 변환기의 두께보다도 현저히 얇아진다면 강도상의 문제가 발생할 수 있으므로 적당한 두께 이하로는 떨어지지 않는 제약조건을 더 하였다.

본 연구를 위해 실용중인 선박의 변환기를 실측하여 각 분계의 요소는 셀로 나누어 Fig. 1과 같이 범용프로그램인 ANSYS로 모델링하였다. 모델링한 변환기를 부분구조합성법으로 진동해석하기 위해 모델을 다시 Fig. 2와 같이 21개의 부분구조(이하 분계)로 나누어 유한 요소 모델링하였다.

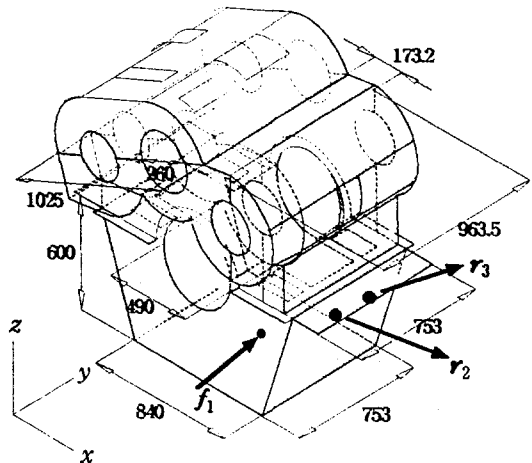


Fig. 1 The Converter model

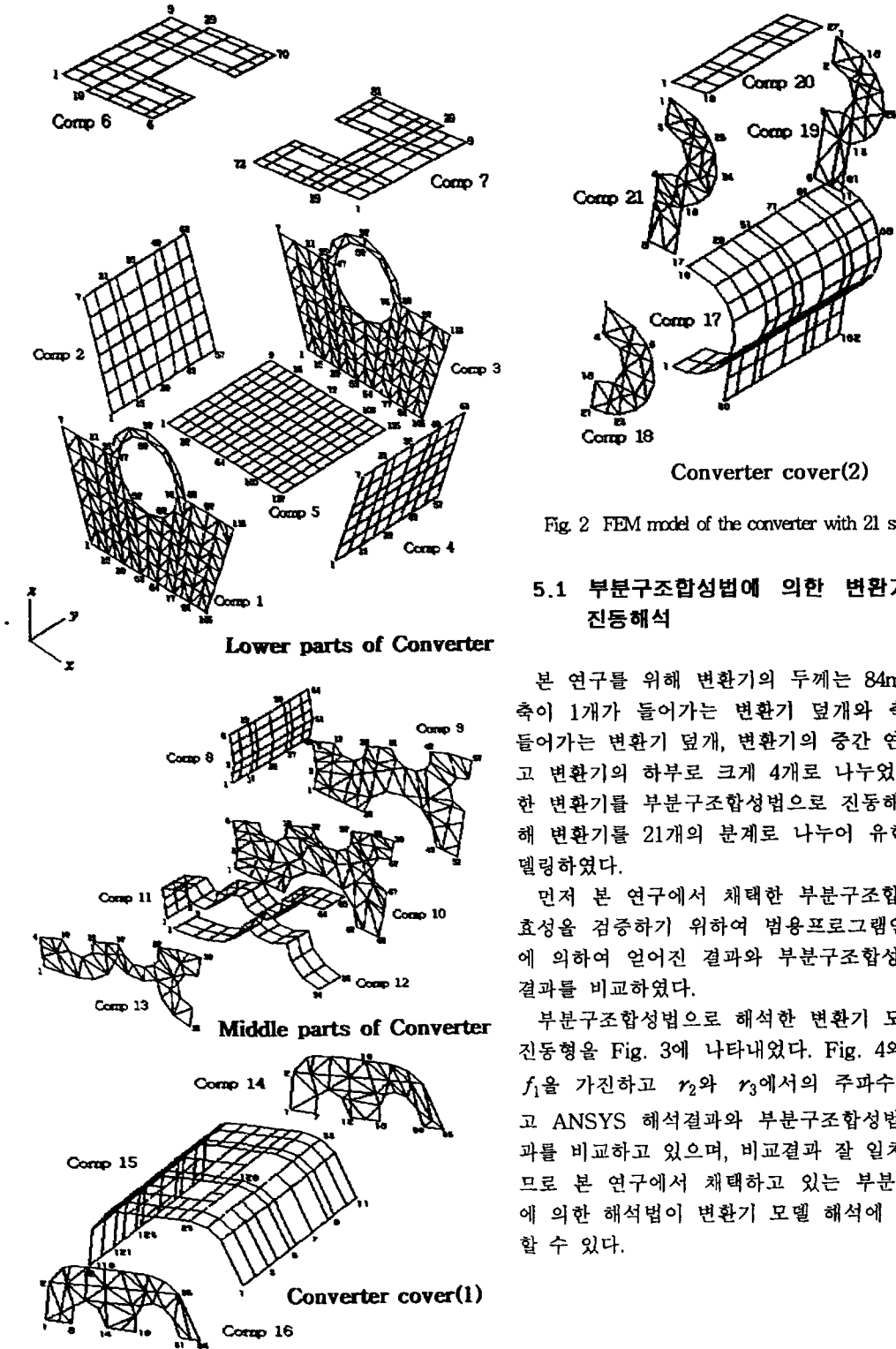


Fig. 2 FEM model of the converter with 21 sub-structures

5.1 부분구조합성법에 의한 변환기 모델의 진동해석

본 연구를 위해 변환기의 두께는 84mm로 하고 축이 1개가 들어가는 변환기 덮개와 축이 2개가 들어가는 변환기 덮개, 변환기의 중간 연결부 그리고 변환기의 하부로 크게 4개로 나누었다. 모델링한 변환기를 부분구조합성법으로 진동해석하기 위해 변환기를 21개의 분계로 나누어 유한 요소 모델링하였다.

먼저 본 연구에서 채택한 부분구조합성법의 유효성을 검증하기 위하여 범용프로그램인 ANSYS에 의하여 얻어진 결과와 부분구조합성법에 의한 결과를 비교하였다.

부분구조합성법으로 해석한 변환기 모델의 고유진동형을 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 4와 Fig. 5는 f_1 을 가진하고 r_2 와 r_3 에서의 주파수 응답함수이고 ANSYS 해석결과와 부분구조합성법의 해석결과를 비교하고 있으며, 비교결과 잘 일치하고 있으므로 본 연구에서 채택하고 있는 부분구조합성법에 의한 해석법이 변환기 모델 해석에 유효하다고 할 수 있다.

5.2 부분구조합성법에 의한 변환기의 구조 변경

변환기의 중량을 최소화하기 위해 감도해석법에 의한 최적구조변경법으로 반복 해석한 결과는 다음과 같다. Table 1은 구조변경전의 고유진동수이다. 초기두께 60mm, 70mm의 고유진동수를 두께 84mm인 원래 변환기의 고유진동수로 환원하는 최적구조변경을 수행함으로써 중량 최소화를 이룰 수 있었다. Table 2는 초기두께를 60mm, 70mm로 설정하고 목표로 한 고유진동수는 음영으로 강조된 1, 2, 4개로 했을 경우의 최종 고유진동수이다. 모든 경우에 목표한 고유진동수가 원래 변환기의 고유진동수와 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 이는 14~35회의 반복 계산을 통해 얻을 수 있었다. 이렇게 반복 계산 횟수가 많은 것은 본 연구에서 비선형 문제를 선형화하여 1차 감도만을 고려하였기 때문이다. Table 3은 각각의 경우에 대한 구조변경전과 구조변경후의 중량과 최종적으로 최소화된 중량을 나타내었다. 초기두께 60mm인 경우, 98.27 kg (12.59%) ~ 208.91 kg (26.76%)의 중량감소를 보였고, 초기두께 70mm인 경우는 61.87 kg (7.93%) ~ 120.51 kg (15.44%)의 중량감소를 보이면서 목표한 고유진동수들은 원래 변환기의 고유진동수와 같게 할 수 있었다. 여기서 초기두께가 작을수록 중량감소 효과가 크다는 것을 알 수 있었다. Fig. 6~Fig. 8은 1번 분계 20번 절점을 가진하고 3번 분계 14번 절점에서의 주파수응답함수이다. 주파수응답함수를 살펴보면 진폭이 큰 고유진동수만 일치시킴으로써 다른 고유진동수들도 잘 일치함을 알 수 있다. ○로 표시된 부분은 일치시킨 고유진동수를 나타낸다.

Fig. 9~Fig. 10은 초기두께 60mm, 70mm 일 때의 변경 후 고유 진동형을 나타내고 있다. Fig. 11은 초기두께 70mm일 때 4개의 고유진동수를 일치시키는 변경 후 분계의 두께분포를 나타내고 있다.

Table 1 The natural frequencies before modification for various initial thickness (Hz)

ord. thick.	1	2	3	4	5	6
84mm	366.16	582.64	791.63	877.07	926.99	1035.52
70mm	353.13	571.70	774.11	854.64	917.80	1023.96
60mm	345.15	562.25	763.71	829.97	888.83	959.38

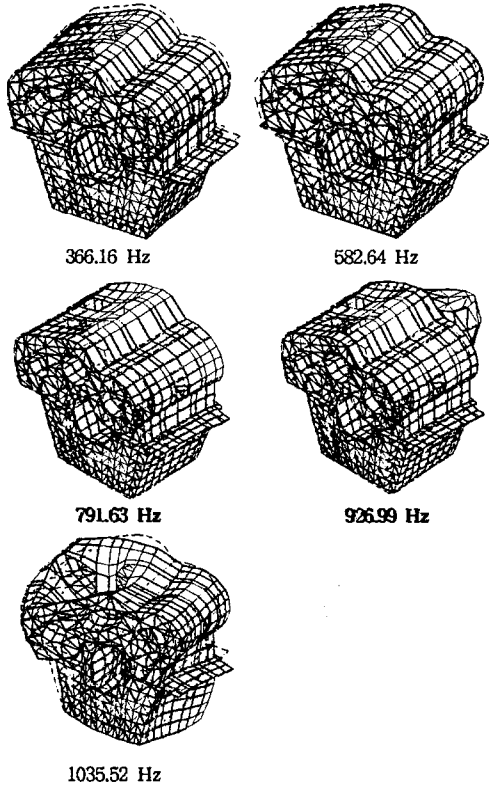


Fig. 3 Natural modes of converter model

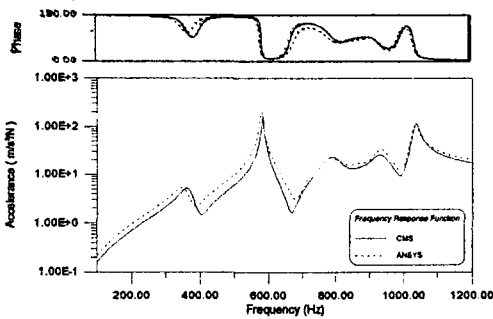


Fig. 4 Comparison with the FRF in ANSYS and CMS

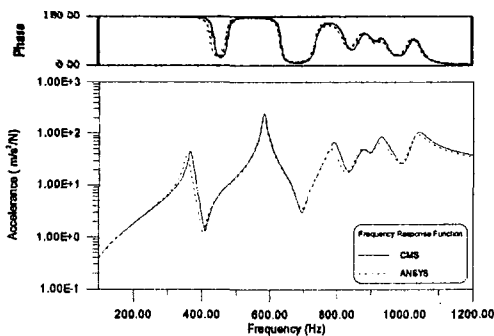


Fig. 5 Comparison with the FRF in ANSYS and CMS

Table 2 Coincidence of natural frequencies for various initial thickness and numbers of natural frequency used for modification (Hz)

ord.	84mm	initial thick. 60mm			initial thick. 70mm		
		1	2	4	1	2	4
1	366.16	365.91	366.04	365.97	366.13	365.77	366.15
2	582.64	581.96	582.17	582.62	582.10	581.83	582.46
3	791.63	775.14	787.15	790.14	780.78	790.64	790.75
4	877.07	859.57	866.28	876.13	862.09	874.94	874.80
5	926.99	921.20	923.96	926.52	925.73	925.87	924.60
6	1035.52	1035.57	1047.10	1035.33	1044.17	1041.76	1035.53
iter. no.	-	14	26	35	15	17	20

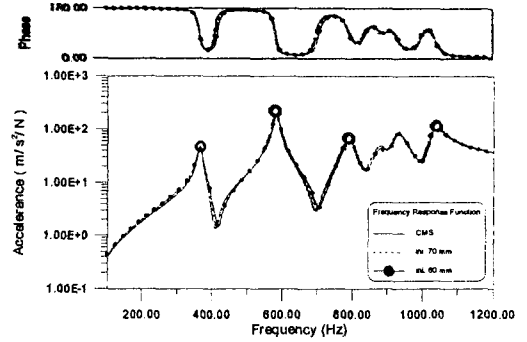


Fig. 8 FRF in case of 4 natural frequencies fitted

Table 3 Reduction of weights after modification for various initial thickness (kg)

weight	origin (84mm)	initial thick. 60mm			initial thick. 70mm		
		1	2	4	1	2	4
modified places	780.60	557.60	557.60	557.60	650.50	650.50	650.50
after modi.	-	571.69	675.78	682.33	660.09	713.44	718.73
decreased (%)	-	208.91 (26.76)	104.82 (13.42)	98.27 (12.59)	120.51 (15.44)	67.16 (8.60)	61.87 (7.93)
unmodified places	1940.96	1940.96	1940.96	1940.96	1940.96	1940.96	1940.96
total (%)	2721.56 (-)	2512.65 (7.68)	2616.74 (3.85)	2623.29 (3.61)	2601.05 (4.43)	2654.40 (2.47)	2659.69 (2.27)

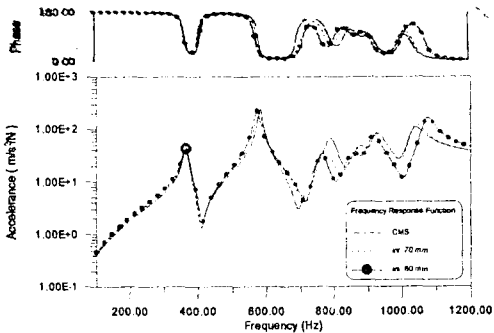


Fig. 6 FRF in case of 1 natural frequency fitted

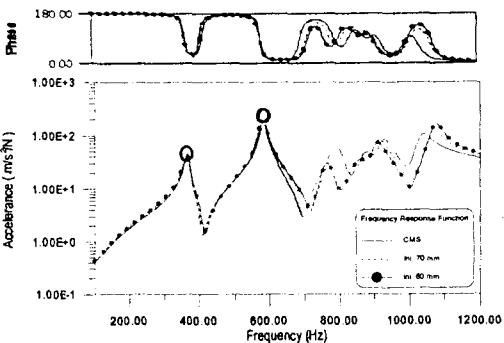


Fig. 7 FRF in case of 2 natural frequencies fitted

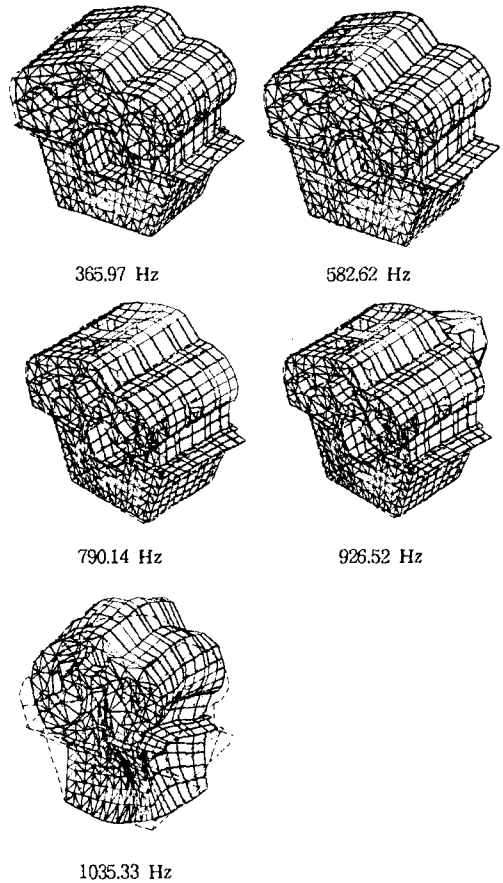


Fig. 9 Natural modes after modification of at initial thickness 60mm

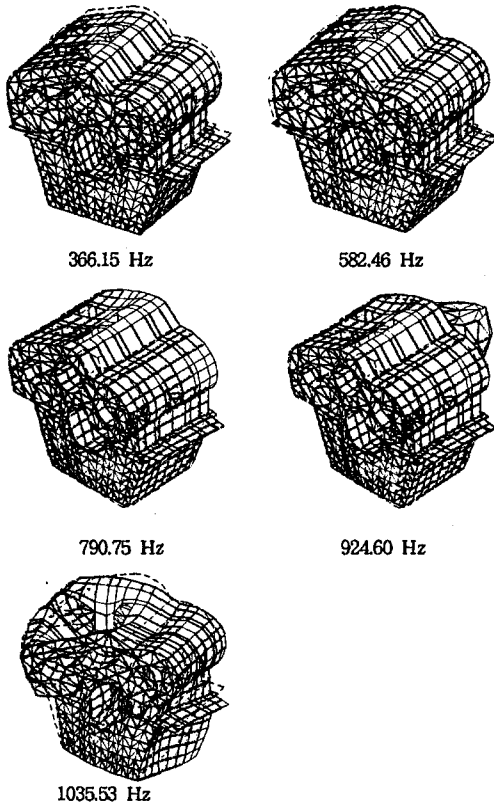


Fig. 10 Natural modes after modification of at initial thickness 70mm

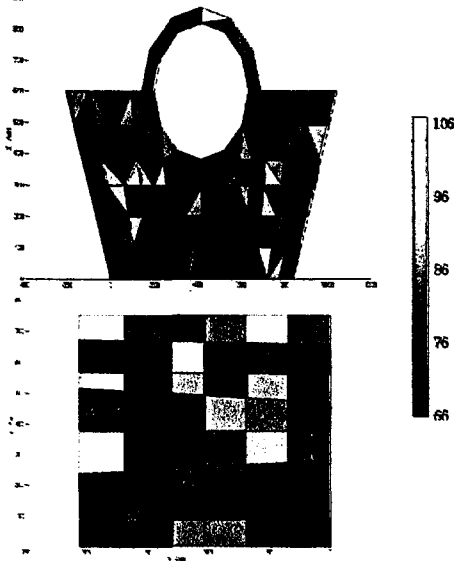


Fig. 11 Thickness distribution after modification of fitting 4 natural frequencies at initial 70mm

6. 결 론

본 연구에서는 선박용 동력전달 변환기를 모델링하여 모델에 대한 ANSYS 해석결과와 부분구조합성법에 의한 해석을 수행하여 부분구조합성법의 유효성을 확인하였다. 이를 토대로 하여 중량을 줄이기 위한 구조변경을 시도하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 부분구조합성법에 의하여 변환기의 진동해석을 정도 높게 수행하였다.
- 2) 저차 고유진동수중의 진폭이 큰 몇 개의 고유진동수만을 일치시킴으로써 광범위하게 주파수응답함수를 일치시킬 수 있다.
- 3) 진동원의 운전(가진)주파수 범위에 따라 보다 효과적인 중량 최소화가 가능하다.
- 4) 원래 구조물의 진동특성에 문제가 있으면 이것도 수정하면서 중량 최소화가 가능하다.

참 고 문 헌

- [1] 朴錫柱, “モード合成法による振動解析と動特性の最適化”, 東京工業大學 博士學位論文, Mar. 1989
- [2] 金子康智, 間瀬正隆, “感度解析法によるタービン翼の最適設計”, 日本機械學會論文集, 第57卷, 541號, p.181, 1991
- [3] Fox, R. L., “Rates changes of Eigen Valuse and Eigen vectors”, AIAA J., Vol 6, No.12 pp. 2426~2435, 1968
- [4] 박석주 외 3인, “열린 상자형 구조물의 진동최소화기법에 관한 연구”, 한국소음진동공학회지, 제4권 제4호, p. 479, 1994
- [5] 박석주 외 4인, “보강재를 이용한 열린 상자형 구조물의 구조변경법에 관한 연구”, 한국소음진동공학회지, 제6권 1호, pp. 57~66, Feb. 1996
- [6] 박석주 외 2인, “최적구조변경법에 의한 엔진블록의 중량최소화에 관한 연구” 한국소음진동공학회지, 추계학술대회논문집, pp. 326~332, Nov. 1997
- [7] 長松召男, 大熊政明, “部分構造合成法”, 培風館, pp. 103-116, 1991
- [8] 柳井晴夫, 竹内 啓, “射影行列 一般行列 特異値分解”, 東京大學出版會, pp. 65, 1983