工學碩士 學位論文

부분구조합성법에 의한 동력전달 변환기의 진동해석에 관한 연구

A Study on the Vibration Analysis of a Power Transmission Converter by Sub-structure Synthesis Method

指導敎授 朴 錫 柱

2000년 2월

韓國海洋大學校 大學院

造船工學科

朴 永 哲

本 論文을 朴永哲의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

위원장 김 정 렬 인

위 원 최 경 식 인

위 원 박 석 주 인

2000년 2월

한국해양대학교 대학원

조선공학과 박 영 철

목　　　차

Abstract

This study intends to improve the machinery properties by reducing the weight of the converter without changing the dynamic characteristics.

At first, the Vibration analyses by the Substructure Synthesis Method and by F.E.A using the ANSYS are performed for the converter model to confirm the reliability of the analyzing tools. Weight minimization is performed by the Sensitivity Analysis and the Optimum Structural Modification.

To decrease the converter weight ideally, the weight parts with low sensitivity is to be cut mainly, and the changing quantity of the natural frequency by the cut is to be recovered by the weight modification of the parts with high sensitivity.

Mathematically unique solution for the homogeneous problem(i. e. 0 object function problem) does not exist, then the converter is redesigned with much thinner initial thickness, The natural frequencies and natural modes of original structure by the sensitivity analysis, and then observed the Frequency Response Functions(FRF) are observed for some interesting points.

In this analysis, the original thickness of the converter model is 84 mm, and the redesigned initial thickness is 60 mm and 70 mm. And the numbers of the interesting natural frequencies are 1, 2, 4 respectively.

The results are as follows :

(1) The weight for the each case could be reduced without changing the objective natural frequencies.

(2) According to the exciting frequency range of the converter, effective weight minimization is possible. For the case of narrow frequency band, weight reduction effect is higher than that of wide frequency band's.

(3) The method could be applied not only for the weight minimization, but also for the improvement of dynamic characteristics of the converter.

기 호 설 명

[A]	감도행렬(sensitivity matrix)
{F}	외력벡터
「 I 」	단위행렬
[K]	강성행렬
[K′]	설계변수에 대하여 미분한 강성행렬
[M]	질량행렬
[M′]	설계변수에 대하여 미분한 질량행렬
[T]	정축소 행렬
{X}	변위벡터
c	결합영역
e	내부영역
「 」	대각행렬
γ	설계변수
$\Delta\gamma$	설계변수의 변경량
λ	고유치
λ_r	r차에서의 고유치
λ_r'	r차에서의 고유치 감도
$\{\xi\}$	모우드 좌표계에서의 변위벡터
$\{\phi_r\}$	r차에서의 고유모우드벡터
$\{\phi_r'\}$	r차에서의 고유모우드 감도
$[\phi]$	고유모우드행렬

ω_r	r차의 고유각진동수
ω_r'	r차의 고유각진동수 감도
$[\Lambda]$	대각행렬
$[U]$	단위행렬

List of Figures

List of Tables

1. 서 론

최근 산업의 발달과 더불어 기계류의 발전도 그 속도를 더해가고 있다. 우리나라의 경우 아직 선진국에 비하여 새로운 형태의 기계장치의 생산은 많지 않고 대개 선진국에 우선 수입하여 수요를 메우고 있는 실정이며, 수요가 많아지면 설계도면을 수입하는 방법으로 생산하다가 국산화 나가는 것이 일반적이다.

본 논문에서 다루고 있는 동력전달 변환기(이하 변환기)는 엔진의 동력을 장치에 전달하고, 변속하고, 방향을 바꾸는 역할을 하는 장치이다. 이제까지는 변환기를 전량 외국의 수입에 의존해 왔으나, 본 연구에서의 변환기는 국산화를 시도한 장치이다. 대개의 경우 최초 설계는 안전율을 고려하여 필요 이상으로 강성을 키워 설계하는 것이 보통이나 본 연구에서는 설계한 변환기에 대한 진동해석을 우선하고 진동특성을 바꾸지 않고 중량을 줄일 수 있는지에 대한 가능성을 검토하고 있다. 그러나 중량최소화(Weight minimization)[12] [13]에 있어서 단순한 경량화는 더 큰 진동을 유발시킬 소지가 크므로 본 연구에서는 변환기의 진동레벨은 그대로 묶어두고 선박 추진기 축의 중량을 지탱하고, 추진기 축 운동에 의해서 발생하는 진동에 대하여 충분한 강성을 가지며, 보다 경량적인 선박의 변환기에 대해 고유진동수의 변화 없이 변환기의 중량최소화를 이루고자 한다. 이의 해석방법으로 부분구조합성법(Sub-structure synthesis method)[14] [17]을 이용하여 진동해석을 시행하고, 그 결과를 이용하여 최적의 구조, 여기서는 중량을 최소로 하는 구조로 변경하는 해석을 시도하였다. 해석방법으로는 먼저 감도해석법(Sensitivity Analysis Method)[1] [7]에 의하여 각 부분별 고유진동수 감도를 구하고, 이를 최적화 수법에 적용하여 최적구조변경법(Optimum structural modification method)[8] [11]을 시도하였다.

이상적인 중량최소화는 감도가 낮은 부분의 중량을 덜어내고, 이로 인한 고유진동수의 변경량은 감도가 좋은 부분에 중량을 변화시켜 고유진동수를 회복하는 것이다. 여기서 감도란 특정부분의 치수나 형상 등의 설계변수변경에 대한 구조물의 특성변화율을 말한다. 그러나, 최적구조변경법($[A]\{\Delta\gamma\} = \{\Delta\omega\}$)에 있어서, 고유진동수(목표값)의 변화 없이 설계변수를 변경한다는 것은 결국 수학적으로 유용한 해(Non-trivial solution)를 얻기 어렵다는 것을 의미한다. 즉 일반적인 구조의 최적화 문제는 해결하고자하는 문제의 수보다 변경할 수 있는 1 파라메터의 수가 많기 때문에 해가 무한히

존재하는 경우가 대부분이다. 따라서 초기값의 선택에 따라 해가 달라질 수 있다. 그러므로 다음과 같은 방법으로 중량최소화를 수행하였다.

먼저 부분구조합성법을 이용하여 선박용 변환기 모델을 해석하고, 여기서 얻은 주파수 응답함수와 범용 프로그램인 ANSYS를 이용하여 해석한 주파수 응답함수와 비교하여 해석방법의 유효성을 확인한다. 그리고 중량최소화를 위한 설계변수는 변환기의 두께로 설정하여 원래 변환기가 가지는 두께보다 훨씬 작은 값을 초기두께로 정하고, 초기두께의 고유진동수를 원래 변환기의 고유진동수로 환원시키는 구조변경을 채택하였다. 그런데 환원시키고자 하는 고유진동수와 고유진동형은 수 개에 불과한 반면 설계 변경할 수 있는 부분은 수 십개가 되어 해가 일의적으로 정해지지 않는다. 여기에 최적구조변경이 현 구조물에 가장 최적의 변경으로 목표로 하는 값(고유진동수)을 이루는 변경법이라는 사실에 착안하여, 변경량 최소라는 제약조건을 부가함으로써 해를 일의적으로 결정한다. 그리고 최종두께가 원래 변환기의 두께보다도 현저히 얇어진다면 강도상의 문제가 발생할 수 있으므로 적당한 두께 이하로는 떨어지지 않는 제약조건을 더 한다.

통상 진동 저감을 위해 고유진동수를 높이는 방법을 사용한다. 본 연구를 위해 개발된 프로그램을 이용한다면 문제가 될 수 있는 몇 개의 고유진동수는 높이고 다른 몇 개의 고유진동수는 원래의 변환기가 가지는 고유진동수로 설정하게 되면 변환기의 경량화와 진동저감이라는 효과를 동시에 얻을 수 있을 것으로 사료된다.

2. 부분구조합성법

대형, 복합 구조물의 정적·동적 해석에 있어 유한요소법이 대표적인 수단으로 자리잡아 왔다. 그러나 구조물이 복잡해지면 요소 분할수가 증가되어 결국 자유도가 매우 커지게 된다. 이러한 경우의 해석에서는 막대한 컴퓨터의 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 결합 조건하에서 다시 결합하여 전체구조물(이하 전계)을 해석하는 부분구조합성법이 최근 실용적인 동적 해석방법으로 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 의해서 얻어진 데이터를 쓸 수 있는 장점이 있으나, 해석대상 주파수 범위에 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 고유모드의 결합으로 전계의 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 장에서는 부분구조합성법의 기초 이론이 되는 Guyan의 정축소법과 정밀도가 높아 가장 많이 이용되는 구속형 모드합성법 대해 논하기로 한다.

2.1 정축소 이론(Guyan's static reduction)

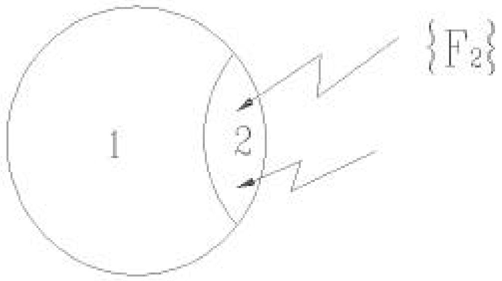


Fig. 2.1 Guyan's reduction model

구조물을 Fig. 2.1과 같이 모델화하여 힘이 작용하는 부분과 힘이 작용하지 않는 부분으로 나누어서 운동방정식을 쓰면,

$$\left(-\omega^2 \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F_2 \end{Bmatrix} \tag{2-1}$$

와 같이 되고, 다시 위의 식에서 정역학적 문제만을 생각하면,

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F_2 \end{Bmatrix} \tag{2-2}$$

가 된다. 위의 식으로부터 {X1}은,

$$[K_{11}]\{X_1\} + [K_{12}]\{X_2\} = \{0\}$$

$$\{X_1\} = [T]\{X_2\} \tag{2-3}$$

로 표시되며, 여기서 [T]를 Guyan의 정축소 행렬[18]이라고 한다.

단,

$$[T] = -[K_{11}]^{-1}[K_{12}] \tag{2-4}$$

이다. 따라서 다음과 같이 계의 자유도를 외력이 작용하고 있는 부분만의 자유도로 축소할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [T] \\ \lceil I \rfloor \end{bmatrix} \{X_2\} \qquad (2\text{-}5)$$

식(2- 5)를 식(2- 1)에 대입하고 앞에 [[T]T 「 I 」]를 곱하여 정리하면,

$$-\omega^2[\widetilde{M}]\{X_2\} + [\widetilde{K}]\{X_2\} = \{F_2\} \qquad (2\text{-}6)$$

단,

$$[\widetilde{M}] = [T]^T[M_{11}][T] + [T]^T[M_{12}] + [M_{21}][T] + [M_{22}]$$

$$[\widetilde{K}] = [T]^T[K_{11}][T] + [T]^T[K_{12}] + [K_{21}][T] + [K_{22}] \qquad (2\text{-}7)$$

로 되어, 힘이 작용하고 있는 부분만의 자유도로 운동방정식이 표현된다.

2.2 구속형 모드합성법

Guyan의 정축소법을 이용하면 정적인 해석에서는 오차가 발생하지 않으나, 동적인 진동해석에서는 식(2-1)에서 질량항을 무시한 자유도의 축소이기 때문에, 진동수가 높아짐에 따라 그 오차가 커지게 되어 그에 대한 수정 보완이 필요하다. 두 개의 부분구조물이 강결합인 경우와 탄성결합인 경우에 대하여 고찰해 보자.

먼저 Fig. 2-2와 같이 강결합인 경우를 고찰해 보자.

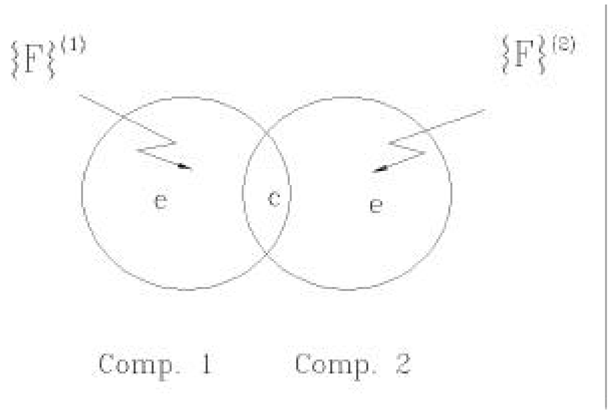


Fig. 2.2 Rigid jointed model

Fig. 2.2의 모델에 대해 각 부분구조를 결합영역 c와 결합되지 않은 비결합영역 e로 나누어서 이 계의 운동방정식을 쓰면,

$$\left(-\omega^2 \begin{bmatrix} M_{ee}^{(1)} & M_{ec}^{(1)} & 0 & 0 \\ M_{ce}^{(1)} & M_{cc}^{(1)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{ee}^{(2)} & M_{ec}^{(2)} \\ 0 & 0 & M_{ce}^{(2)} & M_{cc}^{(2)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ee}^{(1)} & K_{ec}^{(1)} & 0 & 0 \\ K_{ce}^{(1)} & K_{cc}^{(1)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{ee}^{(2)} & K_{ec}^{(2)} \\ 0 & 0 & K_{ce}^{(2)} & K_{cc}^{(2)} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} X_e^{(1)} \\ X_c^{(1)} \\ X_e^{(2)} \\ X_c^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_e^{(1)} \\ F_c + F_r^{(1)} \\ F_e^{(2)} \\ F_r^{(2)} \end{Bmatrix}$$

(2-8)

가 되고, 여기에서 $F_r^{(1)}$은 c를 통해 분계1에서 분계2로 작용하는 내력이다.

식 (2-8)을 달리 쓰면, 다음과 같이 표현할 수도 있다.

$$-\omega^2[M]\{X\}+[K]\{X\}=\{F\} \quad (2\text{-}9)$$

강결합의 경우에는 결합부의 변위는 일치하고, 거기에서의 작용력과 반작용력은 같으므로 결합 조건식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\{X_c\}=\{X_c^{(1)}\}=\{X_c^{(2)}\} \quad (2\text{-}10)$$

$$\{F_r\}=-\{F_r^{(1)}\}=\{F_r^{(2)}\} \quad (2\text{-}11)$$

여기에서 Guyan의 정축소 행렬 [T]를 도입하여 비결합부의 변위를 표시하면,

$$\{X_e\}=[T]\{X_c\} \quad (2\text{-}12)$$

와 같이 결합부의 자유도만으로 표시되지만, 정축소법에 의한 오차를 줄이기 위하여 비결합부의 변위를 아래와 같이 나타내기로 한다.

$$\{X_e\}=[T]\{X_c\}+[\Phi]\{\xi\} \quad (2\text{-}13)$$

위의 식에서 [Φ]는 결합부를 고정했을 때의 각 부분구조의 고유모드 행렬이다. [T]와 [Φ]의 행렬의 계수의 합이 원래 자유도의 수와 같으면, 즉 이 표현은 모든 고유모드를 채용하면 수학적으로 단지 좌표의 변환인 것이다. 실제로는 계산량을 줄이기 위하여 저차의 십 몇개 또는 몇 십개의 고유모드만을 채용하여도 상당히 좋은 해석결과를 얻을 수 있다.[19] 이러한 좌표변환법을 결합부를 고정한다고 가정했기 때문에 구속형 모드합성법이라고 부른다. 따라서 이것은 고유모드를 채용하는 개수에 결합부의 자유도를 더한 자유도로써 비결합부의 변위를 표시하는 방법인 것이다.

식(2-13)을 식(2-8)에 대입하여 좌표변환을 행하면,

$$\{X\} = \begin{Bmatrix} X_e^1 \\ X_c^1 \\ X_e^2 \\ X_c^2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi^1 & T^1 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Phi^2 & T^2 \\ 0 & 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi^1 \\ X_c^1 \\ \xi^2 \\ X_c^2 \end{Bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \Phi^1 & T^1 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & T^2 & \Phi^2 \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi^1 \\ X_c \\ \xi^2 \end{Bmatrix}$$

$$= [T_p]\{Y\} \tag{2-14}$$

단,

$$[T_p] = \begin{bmatrix} \Phi^1 & T^1 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & T^2 & \Phi^2 \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix} \tag{2-15}$$

$$\{Y\} = \begin{Bmatrix} \xi^1 \\ X_c \\ \xi^2 \end{Bmatrix} \tag{2-16}$$

가 된다. 식 (2-14)를 식 (2-9)에 대입하고, 앞에 [Tp]를 곱하여 정리하면,

$$-\omega^2[\widetilde{M}]\{Y\} + [\widetilde{K}]\{Y\} = \{\widetilde{F}\} \tag{2-17}$$

단, 위의 식에서

$$[\widetilde{M}] = [T_p]^T[M][T_p],$$

$$[\widetilde{K}] = [T_p]^T[K][T_p],$$

$$\{\tilde{F}\} = [T_p]\{F\} = \begin{Bmatrix} [\Phi^1]^T \{F_e^1\} \\ [T^1]^T \{F_e^1\} + [T^2]^T \{F_e^2\} \\ [\Phi^2]^T \{F_e^2\} \end{Bmatrix} \qquad (2\text{-}18)$$

이고, **방정식** (2- 17)**을 푸는 문제로 귀결된다**.

즉 전 자유도의 방정식 (2-9)를 푸는 대신에, 식(2-17)과 같이 결합부의 자유도에 각 부분구조의 채용 모드 수를 더한 자유도를 가진 방정식을 풀면 되는 것이다.

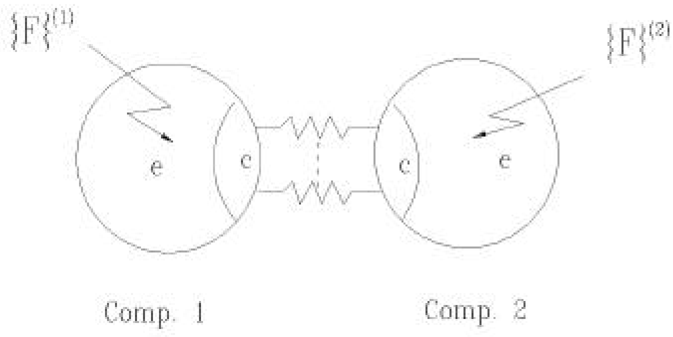


Fig. 2.3 Spring jointed model

이번에는 Fig. 2.3과 같이 부분구조가 스프링 등 탄성적으로 결합된 경우를 생각한다. 이런 경우 결합조건식은,

$$\begin{bmatrix} K_{c11} & -K_{c12} \\ -K_{c21} & K_{c22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_c^{(1)} \\ X_c^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_r^{(1)} \\ F_r^{(2)} \end{Bmatrix} \tag{2-19}$$

이다. 여기에서 $\{F_r\}$은 내력과 같게 되어 위 식의 상반부와 하반부는 동일한 형태이다. 이 식을 식(2-8)에 부가하면,

$$\left(-\omega^2 \begin{bmatrix} M_{ee}^{(1)} & M_{ec}^{(1)} & 0 & 0 \\ M_{ce}^{(1)} & M_{cc}^{(1)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{ee}^{(2)} & M_{ec}^{(2)} \\ 0 & 0 & M_{ce}^{(2)} & M_{cc}^{(2)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ee}^{(1)} & K_{ec}^{(1)} & 0 & 0 \\ K_{ce}^{(1)} & K_{cc}^{(1)} + K_{c11} & 0 & -K_{c12} \\ 0 & 0 & K_{ee}^{(2)} & K_{ec}^{(2)} \\ 0 & -K_{c21} & M_{ce}^{(2)} & K_{cc}^{(2)} + K_{c22} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} X_e^{(1)} \\ X_c^{(1)} \\ X_e^{(2)} \\ X_c^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F^{(1)} \\ F_c^{(1)} + F_r^{(1)} \\ F^{(2)} \\ F_c^{(2)} - F_r^{(1)} \end{Bmatrix}$$

(2-20)

가 되고, 여기서 탄성결합의 경우에는 식(2-14)가 성립되지 않아서 결합부의 변위는 일치하지 않으므로,

$$\{X\} = \begin{Bmatrix} X_e^1 \\ X_c^1 \\ X_e^2 \\ X_c^2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi^1 & T^1 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Phi^2 & T^2 \\ 0 & 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi^1 \\ X_c^1 \\ \xi^2 \\ X_c^2 \end{Bmatrix} \equiv [T_p]\{Y\} \qquad (2\text{-}21)$$

이 된다. 강결합의 경우와 같은 형태로 표시되는 이 식을 식(2-20)에 대입하고, 앞에 $[T_p]^T$ 를 곱하면 축소된 운동방정식이 얻어진다.

3. 감도해석법과 최적구조변경법

최근에는 유한요소법이나 부분구조합성법을 이용한 구조해석으로 설계단계에서 구조물의 정적·동적 특성을 예측하는 것이 비교적 쉬워지게 되었다. 그러나 설계된 구조물이 최적한 것인지에 대한 의문은 여전히 남게 된다. 또한 제작된 구조물의 특성에 문제가 있을 경우, 어떻게 구조변경을 하는 것이 좋을 것인가에 대한 해결지침이 거의 없었다. 따라서 설계자의 경험이나 직관 등에 의하여 설계를 변경한 후, 다시 구조해석을 하여 설계조건을 확인하는 시행착오적인 방법에 의존할 수밖에 없었던 것이다. 이러한 시행착오적인 방법은 엄청난 시간과 경비가 소요되어 비효율적이다. 이러한 단점을 보완할 수 있는 방법이 감도해석법을 이용한 최적구조변경법이다. 감도해석법은 구조물의 치수나 재료의 변경 등으로 인한 정적·동적 특성의 변화율을 구하는 방법이고, 여기에서 말하는 감도란 어떤 특정부분의 형상이나 치수 등의 설계변수를 바꾸었을 때, 해석 결과 값에 미치는 영향의 정도를 말한다. 고유진동수와 고유모드의 감도를 구하는 많은 방법들이 제안되어 있으나 본 연구에서는 Fox의 방법을 이용하였다. 그리고 설계변경을 원하는 장소의 변경량을 구하기 위해서는 최소자승해를 구하는 것이 되지만 일반적으로 구조변경 문제는 구하고자 하는 변경량의 수가 방정식의 수보다 많기 때문에, 결국 어떤 조건을 가해 일의적인 해를 구하는 의사 최소자승 문제를 푸는 것이 된다. 보통 최소의 변경량이 되도록 조건을 가해서 주어진 문제를 풀게 되므로 최적구조변경법이라 한다. 본 장에서는 Fox의 방법과 최적구조변경법의 기본적인 이론에 대해 논한다.

3.1 감도해석법 (Fox's sensitivity analysis method)

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 많은 방법들이 제안되어 있으나 여기에서는 Fox의 방법[20]을 이용하기로 하고 다음과 같은 운동방정식을 고려하기로 한다.

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\} = \{0\}$$
$$(-\lambda[M] + [K])\{X\} = \{0\} \tag{3-1}$$

이 고유치 문제의 r차의 고유치 λ_r에 대한 고유진동모우드 벡터를 $\{\phi_r\}$이라고 두고,

설계변수 γ가 γ_0에서 미소량 $\Delta\gamma$만큼 변화해서

$$\gamma = \gamma_0 + \Delta\gamma \tag{3-2}$$

이 되면 $[K]$, $[M]$, λ_r, ω_r, $\{\phi_r\}$들도 따라서 변화하게 되는데, 설계변수에 대한 1차 미분항만을 고려하면 이것들은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$[K] = [K_0] + \frac{\partial[K]}{\partial\gamma} \cdot \Delta\gamma$$
$$= [K_0] + [K'] \Delta\gamma$$
$$[M] = [M_0] + [M'] \Delta\gamma$$
$$\omega_r = \omega_{0r} + \omega_r'\Delta\gamma \tag{3-3}$$
$$\lambda_r = \lambda_{0r} + \lambda_r'\Delta\gamma$$

$$\{\phi_r\} = \{\phi_{0r}\} + \{\phi_r'\}\,\Delta\gamma$$

또, $\lambda_r = \omega_r^2$ **이므로**

$$\lambda' = 2\omega_{or}\,\omega_r' \qquad \omega_r' = \lambda_r'/\,2\,\omega_{or} \qquad (3\text{-}4)$$

이 되고, 따라서 고유진동수의 감도는 고유치의 감도에 의하여 구할 수 있게 된다. 초기 r차 고유치 λ_{0r}은 $\lambda = \lambda_0$일 때의 고유치이므로

$$(-\lambda_{0r}[M_0] + [K_0])\{\phi_{0r}\} = \{0\} \qquad (3\text{-}5)$$

이 되고, 변경 후에도

$$(-\lambda_r[M] + [K])\{\phi_r\} = \{0\} \qquad (3\text{-}6)$$

인 관계를 만족시켜야 한다. (3-6)식에 (3-3)식의 관계를 대입하여 $\Delta\gamma^2$이상의 항을 무시하고 $\Delta\gamma$의 계수를 비교하여 정리하면,

$$(-\lambda_{0r}[M_0] + [K_0])\{\phi_r'\} = (\lambda_{0r}[M'] + \lambda_r'[M_0] - [K'])\{\phi_{0r}\} \qquad (3\text{-}7)$$

이 되며, 식(3-7)의 앞에 $\{\phi_{0r}\}^T$ 를 곱하면, 좌변은 고유치 문제이므로 결국 0이 되므로,

$$\{\phi_{0r}\}^T (\lambda_{0r}[M'] + \lambda_r'[M_0] - [K'])\{\phi_{0r}\} = 0 \qquad (3\text{-}8)$$

이 된다. 여기에서 고유진동모드 벡터를 다음과 같이 정규화하기로 한다.

$$\{\phi_{0r}\}^T [M_0] \{\phi_{0r}\} = 1$$
$$\{\phi_{0r}\}^T [K_0] \{\phi_{0r}\} = \lambda_{0r} \tag{3-9}$$

식(3-8)에 식(3-9)의 관계를 이용하여 정리하면

$$\lambda_r' = \{\phi_{0r}\}^T ([K'] - \lambda_{0r}[M']) \{\phi_{0r}\} \tag{3-10}$$

이 되어 고유치의 감도가 강성행렬의 감도 $[K']$, 질량행렬의 감도 $[M']$와 r차의 고

유진동모드 $\{\phi_{0r}\}$에 의하여 표시됨을 알 수 있다.

다음에는 고유진동모드의 감도를 구하기로 한다. 식(3-7)의 좌변의 행렬식은 0이 되어 역행렬이 존재하지 않기 때문에 이 식에서 고유진동모드의 감도 $\{\phi_{0r}\}$를 구할 수

가 없다. 그러므로 이 고유진동모드의 감도 벡터를 고유진동모드 행렬을 이용하여 다음과 같이 모드 행렬의 선형결합으로 표시하기로 한다.

$$\{\phi_r'\} = [\phi_0]\{\xi_r\} \tag{3-11}$$

이 식을 (3-7)식에 대입하고, 앞에 $[\phi_0]^T$를 곱하여 정리하면,

$$\xi_s = \frac{\{\phi_{0s}\}^T(\lambda_{0r}[M'] + \lambda_r'[M_o] - [K'])\{\phi_{0r}\}}{\lambda_{0s} - \lambda_{0r}} \quad ; \ s \neq r \tag{3-12}$$

이 되고, s = r의 경우에는 식(3-9)를 설계변수 γ로 미분하여 식(3-11)의 관계를 도입하면,

$$2\{\phi_{0s}\}^T[M_0][\phi_0]\{\xi\} + \{\phi_{0s}\}^T[M']\{\phi_{0r}\} = 0 \tag{3-13}$$

이 되고, 고유진동모드의 직교성으로 부터

$$\xi_{s=r} = \frac{-\{\phi_{0r}\}^T[M'][\phi_{0r}\}}{2} \quad (3\text{-}14)$$

이 된다. 식(3-12)와 식(3-14)를 식(3-11)에 대입하면 고유진동모드의 감도를 구할 수 있게 된다. 이 고유진동모드의 감도도 $[K']$, $[M']$, λ_{0r}, $[\phi_0]$에 의하여 표시됨을

알 수 있다. 여기서 주의해야 될 점은, (3-11)식이 성립하는 경우는 $[\phi]$가 정칙행렬이

어야 한다는 점이다. 즉 전 자유도의 상호독립인 고유진동모드가 구해졌을 때에만 유효하다는 것을 말한다. 그러나, 실제의 경우 대 자유도의 모든 고유치와 고유벡터를 구하는 일은 거의 없고, 따라서 (3-11)식이 성립하지 않게 된다. 그러나, (3-12)식을 보면 λ_{0s}가 λ_{0r}에 비하여 훨씬 클 경우 ξ_s가 작게 되어 무시할 수 있게 되고, 따라서 s차 이상의 고유진동모드는 구하지 않아도 되는 것을 알 수 있다.

$$\lambda_{0s} \gg \lambda_{0r}$$
$$\xi \fallingdotseq 0 \quad (3\text{-}15)$$

즉 모든 자유도의 고유진동모드를 구하지 않고 주목하는 고유진동수보다 상당히 높은 고유진동수까지에 대한 고유진동모드만을 구하여 쓰면 실용상 문제가 없을 것이다. 그리고, 식(3-3)에서 1차 미분만을 고려하였으므로 (3-3)에서 얻어진 값들은 근사값이 될 수 밖에 없다. 따라서 원하는 목표값을 얻기 위해서는 얻어진 변경량을 가지고 고유치 해석을 다시 하여 목표값에 도달했는지를 확인하는 반복과정을 거쳐서 최종의 설계량을 결정해야 할 것이다.

3.2 최적구조변경법

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

$$[A]\{\Delta\gamma\} = \{\Delta\omega\} \quad (3\text{-}16)$$

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.

$$S = \left| [A]\{\Delta\gamma\} - \{\Delta\omega\} \right| \quad (3\text{-}17)$$

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.

$$S = \{\Delta\gamma\}^T\{\Delta\gamma\} \quad (3\text{-}18)$$

이러한 경우를 의사 최소자승법의 문제라 부른다. 여기에서 행렬 [A]가 독립성을 가지고 있으면 이의 해는 다음과 같이 간단히 구해질 수 있다.

$$\{\Delta\gamma\} = [A]^T\left([A][A]^T\right)^{-1}\{\Delta\omega\} \quad (3\text{-}19)$$

그러나, 원판 등과 같이 대칭구조물은 감도행렬의 열이 같은 경우가 생길 수도 있다.

바꾸어 말하면, 행렬 $([A][A]^T)$의 역행렬이 존재하지 않게 되어 이 문제를 풀기 위해서는 식(3-19)의 $([A][A]^T)$의 일반 역행렬을 구하여 풀어야 한다.[21]

일반 역행렬을 수치적으로 구하는 방법은 여러 가지가 있다. 보통 역행렬 계산의 방법은 대개 조금만 변경하면 일반 역행렬의 계산에 적용할 수 있다. 일반 역행렬을 다음과 같이 정의하면

$$[A]^{-1} = ([A]^T[A])^{-1}[A]^T \qquad (3\text{-}20)$$

위의 식에서 ( )안은 정방행렬이기 때문에 다음과 같은 형으로 분해할 수 있다.

$$[A]^T[A] = [U]^T[\Lambda][U] \qquad (3\text{-}21)$$

단, $[U]$는 단위행렬, $[\Lambda]$는 대각행렬이다. 이와 같이 $[U]$와 $[\Lambda]$는 고유치 계산의 서브루틴에서 구할 수 있다. 즉 A의 고유치를

$$\lambda_1 \quad \lambda_2 \quad \lambda_3 \quad \cdots \quad \lambda_n \qquad (3\text{-}22)$$

라 하고, 식(3-22)에 대응하는 정규화된 고유벡터를

$$v_1 \quad v_2 \quad v_3 \quad \cdots \quad v_n \qquad (3\text{-}23)$$

이라 하면 다음 식과 같다.

$$[\Lambda] = \begin{bmatrix} \lambda_1 & & & 0 \\ & \lambda_2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & \lambda_n \end{bmatrix} \qquad (3\text{-}24)$$

$$[U]^T = [\, v_1 \ \vdots \ v_2 \ \vdots \ \cdots \ \vdots \ v_n] \qquad (3\text{-}25)$$

또, 다음과 같은 공식이 있다.

$$([U]^T[\Lambda][U])^{-1} = [U][\Lambda]^{-1}[U]^T \qquad (3\text{-}26)$$

위 식은 일반적으로 $[U]$가 단위행렬, $[\Lambda]$가 대각행렬이면 성립한다. $[\Lambda]^{-1}$는

$$[\Lambda]^{-1} = \begin{bmatrix} \lambda_1^{-1} & & & 0 \\ & \lambda_2^{-1} & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & \lambda_n^{-1} \end{bmatrix} \qquad (3\text{-}27)$$

$$\text{단} \quad \lambda_i^{-1} = \begin{Bmatrix} \lambda_i^{-1} & (\lambda_i \neq 0) \\ 0 & (\lambda_i = 0) \end{Bmatrix} \qquad (3\text{-}28)$$

에서 구할 수 있으며, 임의의 대각행렬에 관해 성립하는 공식이다. 식(3-20)을 이용하여 일반 역행렬을 구하는 것이 $[A]^T[A]$가 작아지게 되므로 계산량이 적게 된다.

위에서 언급한 이들 경우는 $\{\Delta\omega\}$가 0이 아닌 경우에 해당하며 만약 $\{\Delta\omega\}$가 0인 경우에는 식(3-16)을 만족하는 해는 오직 0이 되므로 공학적 유용해(non-trivial solution)는 존재하지 않게 된다.

4. 선박용 동력전달 변환기 모델의 중량 최소화

4.1 부분구조합성법에 의한 동력전달 변환기 모델의 진동해석

본 연구를 위해 실용화중인 선박의 동력전달 변환기(이하 변환기)를 실측하여 각 부분구조(이하 분계)를 쉘로 하여 Fig. 4.1과 같이 선박용 변환기를 모델링하였다. 변환기의 두께는 84mm로 하고 축이 1개가 들어가는 변환기 덮개와 축이 2개가 들어가는 변환기 덮개, 그리고 변환기의 중간 연결부, 변환기의 하부로 크게 4개로 나누었다. 모델링한 변환기를 부분구조합성법으로 진동해석하기 위해 변환기를 다시 Fig. 4.2 4.3과 같이 21개의 분계로 나누어 유한 요소 모델링하였다.

먼저 본 연구에서 채택한 부분구조합성법의 유효성을 검증하기 위하여 범용프로그램인 ANSYS에 의해 얻어진 해석 결과와 부분구조합성법에 의하여 얻어진 유한요소 결과를 비교 검증하였다. ANSYS에서의 해석은 변환기를 구속이 없는 자유상태에서 고유진동수 등 Fig. 4.1에 표시된 f_1에 가진하여, r_2와 r_3에서 응답을 측정하였다. 그리고 부분구조합성법과 해석 비교하기 위해 사용한 범용프로그램인 ANSYS에 대한 해석분야에 대한 소개는 Table 4.1과 같다. Table 4.2는 동력전달 변환기의 사양을 나타낸다.

특히 최적 설계화에서 ANSYS는 중량의 최소화 또는 변위량의 최소화등 어떤 목적에 대한 최적인 설계치를 구할 수 있는 설계 최적화 기능이 있다. 변경이 가능한 설계치를 설계변수라 부르는데, 기하형상이나 물성치, 하중등 어떠한 설계치도 이 설계변수가 될 수 있으며, 변위량, 응력, 온도 등의 결과치가 상태변수가 되어 설계변수에 대한 제약조건으로 설정된다.

ANSYS에서는 설계변수의 변경에 의한 모델의 수정에서부터 설계상 가장 중요한 목표가 되는 중량 또는 고유진동수의 목적함수를 최적화하는 일련의 과정이 일관되게 이루어진다. 이 기능은 모든 종류의 해석에 적용할 수 있다.

Fig. 4.4는 부분구조합성법으로 해석한 선박용 변환기 모델의 고유진동형이다. Fig. 4.5는 r_2에 대한 주파수응답함수(frequency response function ; FRF)이고, Fig. 4.6은 r_3에 대한 주파수응답함수이다. 실선은 부분구조합성법에 의한 유한요소 해석 결과이고 점선은 ANSYS에 의해 얻어진 해석 결과이다. ANSYS의 해석결과와 부분구조합

성법의 결과가 일치하고 있으므로 본 연구에서 채택하고 있는 부분구조합성법에 의한 해석법이 선박용 변환기 해석에 유효하다고 할 수 있다.

Table 4.1 ANSYS Capability at a Glance

해석 분야	내 용
정적 해석	· 일정한 하중하에서의 변위 및 응력을 계산 · 선형이거나 비선형인 경우에 적용
동적 해석	· Modal Analysis - 구조물의 진동수 계산, 진동모드 예측 · Harmonic Analysis - 회전체의 하우징, 마운트처럼 가진력이 조화함수의 형태로 입력 될 때의 구조물의 응답해석 · Spectrum Analysis - 변위나 속도, 가속도, 힘의 주파수별 스펙트럼값을 입력하여 공진시 최대변위나 응력레벨을 구하는 해석 · Random Vibration Analysis - 랜덤하중으로 이한 구조물의 응답을 계산하는 해석 · Dynamic Analysis - 시간에 따라 변하는 일반적인 동하중에 대한 구조물의 응답계산 - 입력할 수 있는 하중에 어떠한 제한도 없으며, 비선형도 동시고려 가능
최적 설계	· 형상이나 응력, 고유진동수,온도, 중량, 비용등 어떤 목적함수를 최소화하는 최적의 설계조건을 결정해주는 기능이며, 어떠한 해석종류에도 적용이 가능 · 팩토리얼 툴, 그레디언트 툴, 스윕 툴등의 보조기능을 이용하여 설계민감도 해석 · 부문제 근사법과 1차 함수법이 지원
좌굴 해석	· 선형좌굴과 비선형좌굴의 두가지 해석 · 선형좌굴해석은 근본적으로 고유치를 구하는 문제이므로 모드 해석과 동일 · 비선형좌굴해석은 불균형력이나 불완전형상을 가진 구조물을 비선형 정적문제를 계산 · Snap-through와 같이 아주 불안정한 계를 풀 때는 Arc-length법을 사용
음향 해석	· 2차원/3차원 음향요소를 사용하여, 오디오 스피커의 주파수 응답을 구하거나 콘서트홀에서의 음압분포를 구하고, 물에 잠긴 구조물의 동적 거동을 동적 계산 · 무한 경계요소를 이용하여 오픈된 영역에서의 음파의 진전을 표현하거나, 유체와 구조의 상호작용을 규명

Table 4.2 Specification of a converter

MODEL	SY-2000PCM	
GEAR RATIO	AHEAD 1	3.07 : 1
	AHEAD 2	2.54 : 1
	ASTERN	3.07 : 1
OIL CAPACITY	APPROX.	450L
OIL PRESSURE	CLUTCH OPERATION OIL	20 25 kgf/cm^2
	LUBRICATING OIL	2 4 kgf/cm^2
OIL FILTER	SUCTION SIDE	32 MESH
	DELIVERY SIDE	150 MSEH
OIL COOLER	COOLING SURFACE AREA	2.8 m^2
	COOLING WATER MAX. FLOW	180 L/ min
SPARE PUMP CAPACITY	DELIVERY	117 L/ min
	PRESSURE	25 kgf/cm^2

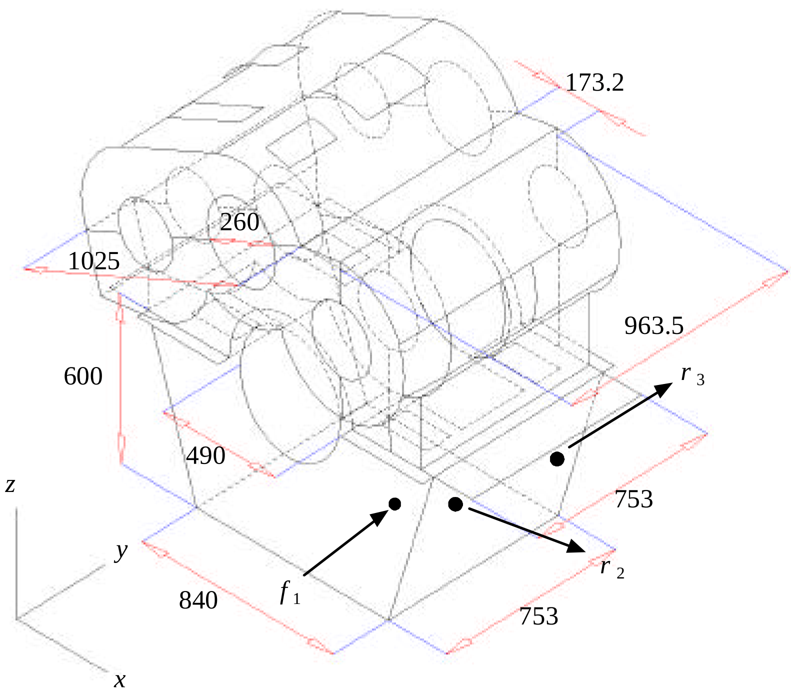
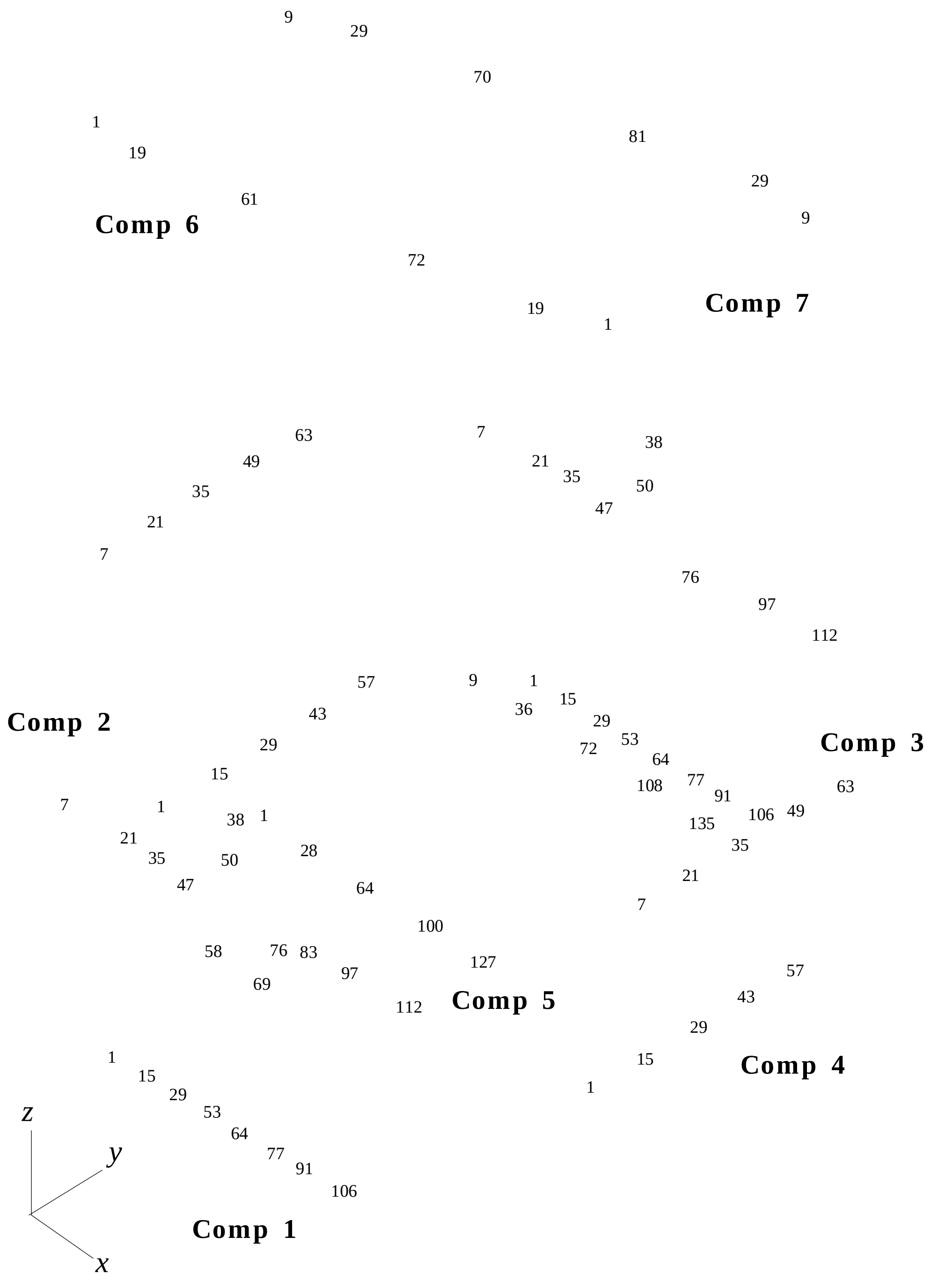


Fig. 4.1 The converter Model



Lower parts of converter

Fig. 4.2 FEM Model of the converter Model with 21 Sub-Structures (1)

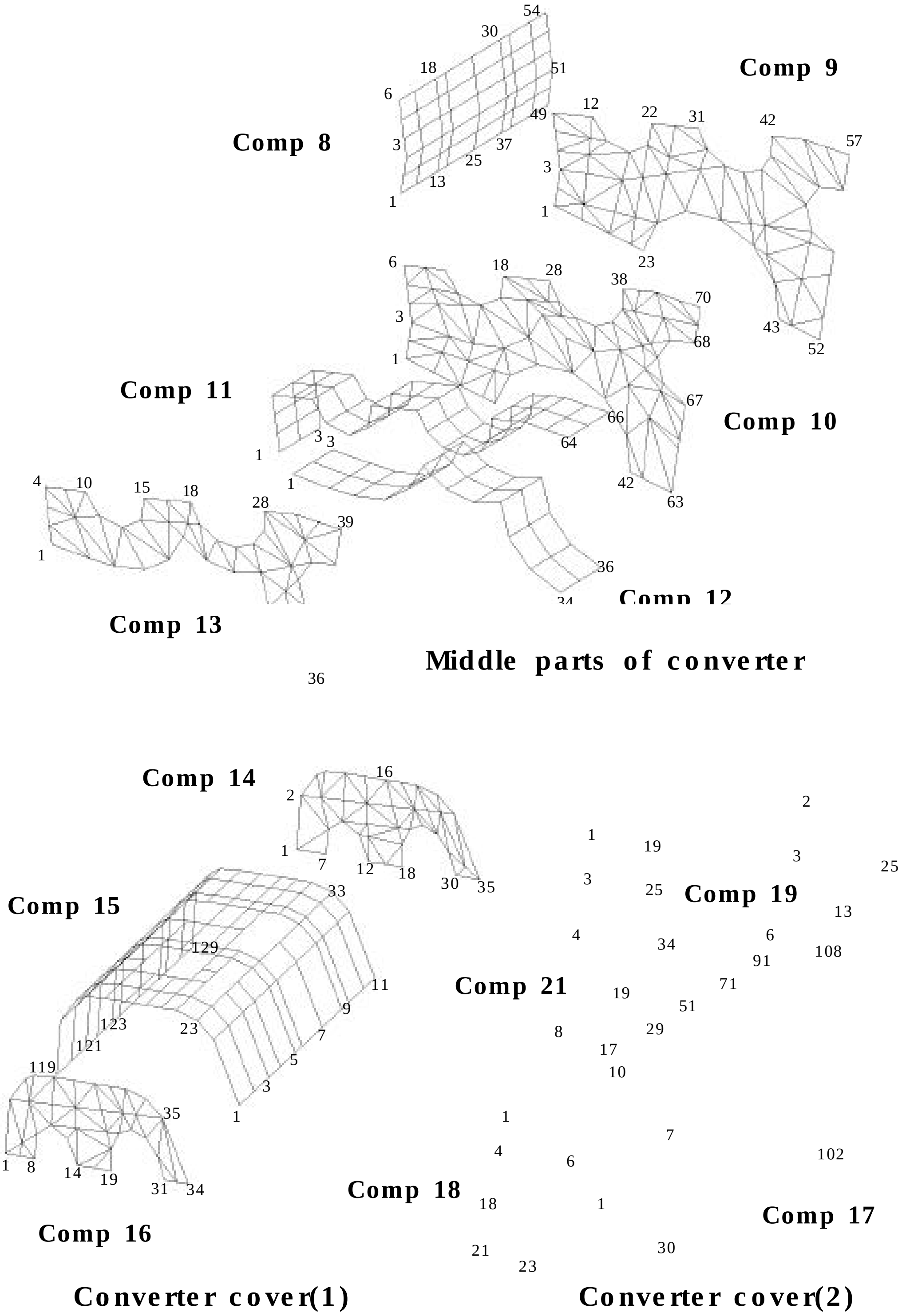
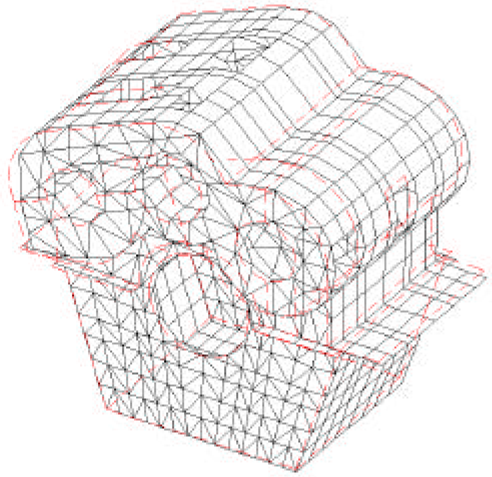
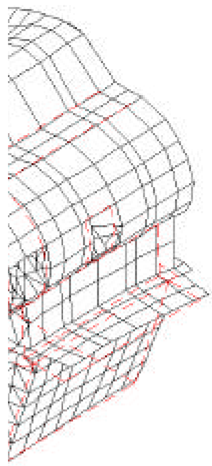


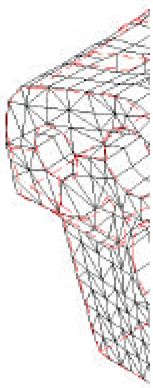
Fig. 4.3 FEM Model of the Converter Model with 21 Sub-Structures (2)



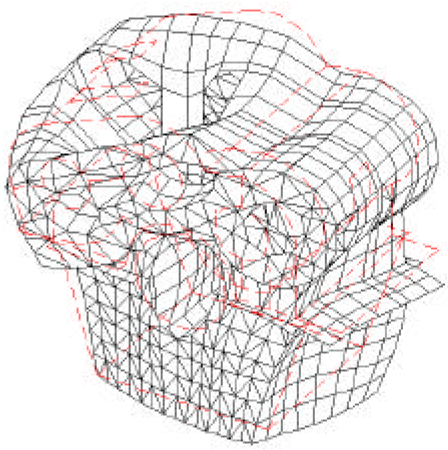
582.64 Hz



791.63 Hz



926.99 Hz



1035.52 Hz

Fig. 4.4 Natural modes of converter model

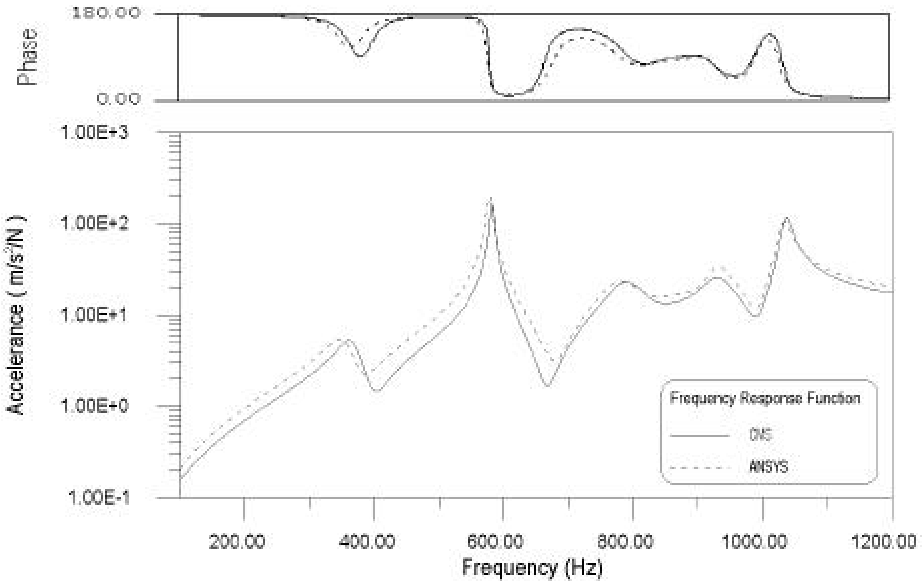


Fig. 4.5 Comparison with the result FRF of ANSYS and CMS (G21)

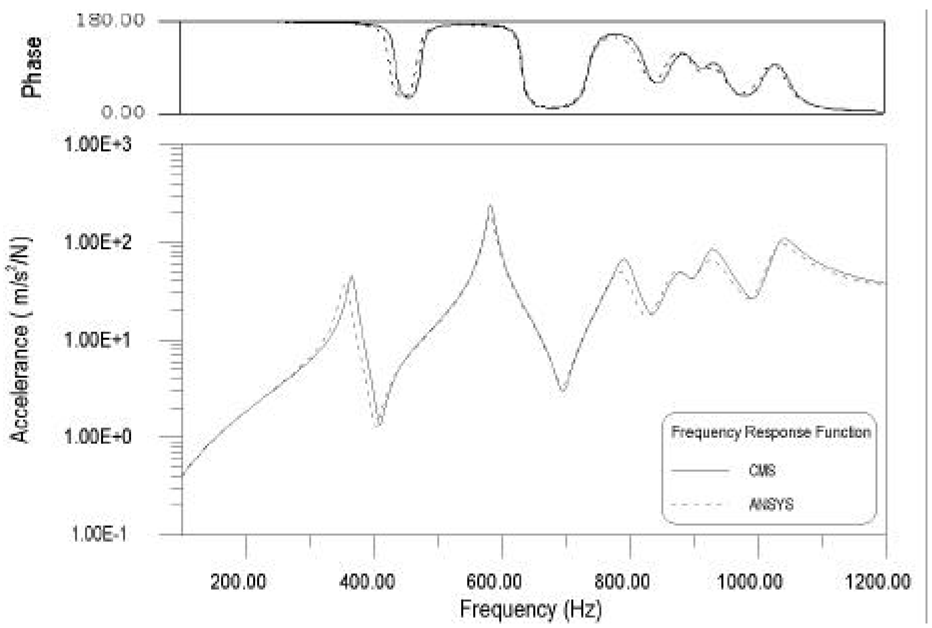


Fig. 4.6 Comparison with the result FRF of ANSYS and CMS (G31)

4.2 감도해석 및 최적구조변경

본 연구에서는 고유진동수를 변경시키지 않고 중량을 최소로 하는 최적구조변경이 목적이기 때문에 식 (2-6)에서 $\{\Delta\omega\}$가 $\{0\}$이 되는 $\{\Delta\gamma\}$를 구하여야 한다. 그러나 이 경우에는 $\{\Delta\gamma\}$가 $\{0\}$이 되어야 하므로 구조변경이 이루어지지 않게 된다. 따라서 본 연구에서는 처음 두께보다 엷은 초기두께를 설정하여 얻어진 고유진동수를 처음 구조물이 가지는 고유진동수로 환원하는 설계변경을 하기로 한다. 다시 말하면, 원래 변환기가 가지는 고유진동수를 그대로 유지하면서 변환기의 중량을 최소로 하는 구조변경을 수행하는 것이다. 실제로, 연속체는 무한개의 고유진동수를 가지고 있고 이 모든 고유진동수를 일치시킨다는 것은 불가능할 뿐 아니라, 전부를 일치시킨다고 하는 것은 원래와 똑같은 구조물로 환원시키는 일이므로 중량최소화가 이루어질 수 없다. 따라서 본 연구에서는 실용상의 문제가 거의 없는 고차의 고유진동수는 고려하지 않고 저차쪽의 고유진동수를 일치시키는 구조변경을 수행하였으며, 저차 중에서도 주파수 응답함수의 진폭이 큰 고유진동수만을 일치시키는 구조변경을 수행하였다.

우선, 감도해석을 수행하기 위해 설계변수를 변환기의 두께로 설정하고, 중량최소화할 부분을 변환기의 하부 외벽 4개의 분계만 선택하였다. 그리고 목표 고유진동수는 원래 변환기의 고유진동수 중 저차 쪽의 진폭이 큰 1, 2, 4개의 고유진동수로 선택하였다. 감도해석을 통해 얻어진 감도를 이용하여 최적구조변경법으로 여러 번 반복 계산하여 최종 변경량 즉, 최종 두께를 결정하였다. 여기서 최종 두께는 원래의 두께(84mm)보다 두꺼워진 부분도 있을 것이고, 엷어진 부분도 생길 것이다. 최종 두께가 너무 엷어진다면 강도상의 문제가 발생할 수 있으므로 제약조건으로 최종두께가 원래 변환기 두께의 절반인 42mm보다는 엷어지지 않는 제약조건을 부가하였다. 또한, 보다 효과적인 검토를 위해 초기두께를 60mm, 70mm인 경우로 각각 나누어 해석하였다. Table 4.3은 구조 변경전 고유진동수를 나타내었고, 이들의 고유진동수들을 두께 84mm인 원래 엔진의 고유진동수로 환원하는 최적구조변경을 수행함으로써 중량 최소화를 이룰 수 있었다.

Table 4.3 The natural frequencies before modification for various initial thickness (Hz)

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

4.3 구조변경 후의 고찰

4.3.1 선박용 동력전달 변환기의 구조변경

변환기의 중량을 최소화하기 위해 감도해석법에 의한 최적구조변경법으로 반복 해석한 결과는 다음과 같다. Table 4.4는 초기치를 60mm, 70mm로 설정하고, 목표로 한 고유진동수는 음영으로 강조한 1개, 2개, 4개로 설정하였을 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 4.5는 각각의 경우에 대한 구조변경전과 구조변경후의 중량과 최종적으로 최소화된 중량을 나타내었다. 초기두께 60mm인 경우, 98.27 kgf 208.91 kgf의 중량감소를 보였고, 초기두께 70mm인 경우는 61.87 kgf 120.51 kgf의 중량감소를 보였다. 어느 경우든 목표한 고유진동수들은 원래 변환기의 고유진동수와 같게 할 수 있었다. 또한 초기두께가 작을수록 중량감소 효과가 크다는 것도 알 수 있었다.

Fig. 4.7은 초기두께를 60mm로 한 경우의 구조변경후의 고유진동형이고, Fig. 4.8은 초기두께를 70mm로 한 경우의 구조변경후의 고유진동형이다.

Fig. 4.9 Fig. 4.11은 1번 분계 20번 절점을 가진하고 3번 분계 20번 절점에서의 주파수응답함수이다. 여기서 ○으로 표시된 부분은 일치시킨 고유진동수를 나타낸다.

Fig. 4.9는 1차 고유진동수만 일치시키는 구조변경후의 주파수응답함수를 나타내었다. 구조변경후의 주파수응답함수를 보면, 진폭이 큰 고유진동수의 일치에 의해 인접한 고유진동수들도 일치하는 것을 알 수 있다. Fig. 4.10은 진폭이 큰 2개의 고유진동수를 일치시키는 구조변경후의 주파수응답함수를 나타내었다. 구조변경후의 주파수응답함수를 보면, 앞서와 같이 진폭이 큰 고유진동수의 일치로 인해 인접한 고유진동수들도 일치하고 있음을 알 수 있었다. 따라서 주목한 저차의 모든 고유진동수를 일치시키는 것보다는 진폭이 큰 몇 개의 고유진동수만을 일치시키는 구조변경으로도 목표로 하는 구조변경이 가능하였다. Fig. 4.11은 진폭이 큰 4개의 고유진동수를 일치시키는 구조변경후의 주파수응답함수인데, 전 범위에 걸쳐 잘 일치하고 있다.

Fig. 4.12와 Fig. 4.13은 초기두께를 60mm, 70mm로 하고 진폭이 큰 1개의 고유진

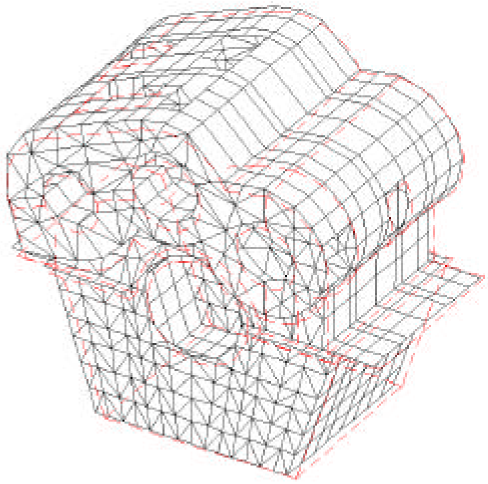
동수를 일치시키는 구조변경후의 1번분계와 2번분계의 최종두께 분포를 나타내었고, Fig. 4.14와 Fig. 4.15는 초기두께 60mm, 70mm에 대한 진폭이 큰 2개의 고유진동수를 일치시키는 구조변경후의 1번 분계와 2번 분계의 최종두께 분포를 나타내었으며, Fig. 4.16과 Fig. 4.17은 초기두께 60mm, 70mm에 대한 진폭이 큰 4개의 고유진동수를 일치시키는 구조변경후의 1번 분계와 2번 분계의 최종두께 분포를 나타냈다.

Table 4.4 Coincidence of natural frequencies for initial thickness and numbers of natural frequency used for modification (Hz)

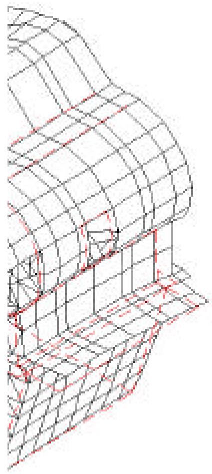
oder	84mm	initial thickness 60mm			initial thickness 70mm		
		1	2	4	1	2	4
1	366.16	365.91	366.04	365.47	366.13	365.77	365.75
2	582.64	569.31	581.17	579.83	575.96	580.83	578.43
3	791.63	765.74	791.15	790.14	775.78	790.64	790.75
4	877.07	846.59	866.28	876.13	862.09	870.94	874.90
5	926.99	908.20	925.96	926.52	921.73	926.87	924.60
6	1035.52	966.54	1017.10	1035.33	1017.17	1045.76	1035.53
iteration no.	-	14	26	35	15	17	20

Table 4.5 Reduction of weights after modification for various initial thickness (kgf)

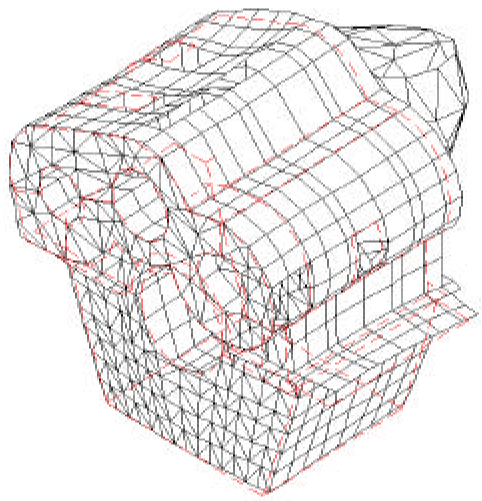
Weight	Origin (84mm)	Initial thickness 60mm			Initial thickness 70mm		
		1	2	4	1	2	4
Modified places	780.60	857.60	857.60	857.60	1050.50	1050.50	1050.50
After modification	-	571.69	675.78	682.33	660.09	713.44	718.73
Decreased (%)	-	208.91 (26.76)	104.82 (13.42)	98.27 (12.59)	120.51 (15.44)	67.16 (8.60)	61.87 (7.93)
Unmodified places	1940.96	1940.96	1940.96	1940.96	1940.96	1940.96	1940.96
Total reduction rate(%)	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)



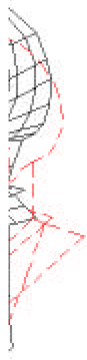
579.83 Hz



790.14 Hz

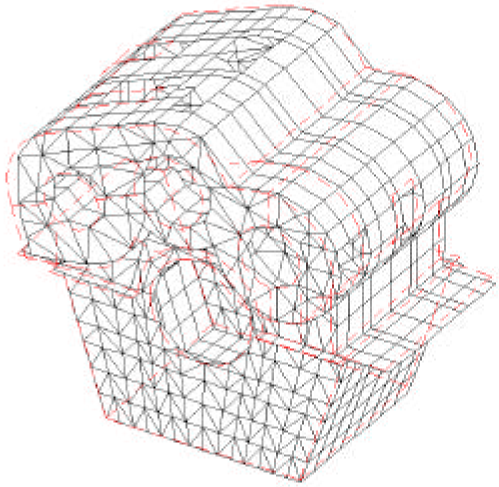


926.52 Hz

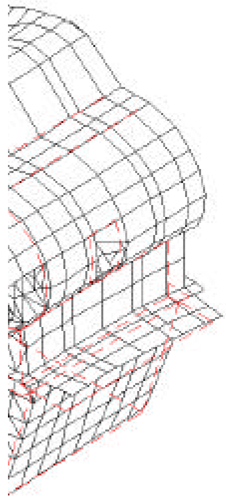


1035.33 Hz

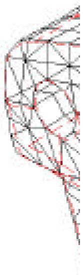
Fig. 4.7 Natural modes after modification of at initial thickness 60mm



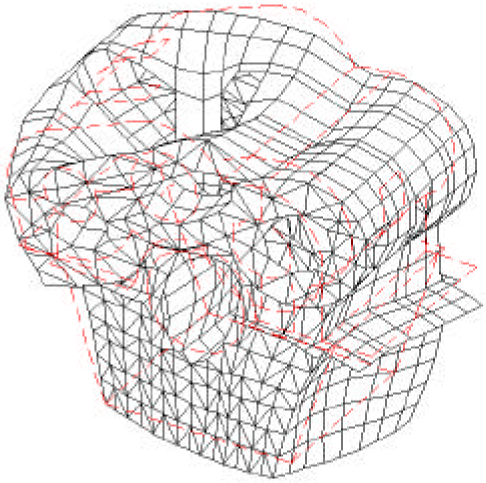
578.43 Hz



790.75 Hz



924.60 Hz



1035.53 Hz

Fig. 4.8 Natural modes after modification of at initial thickness 70mm

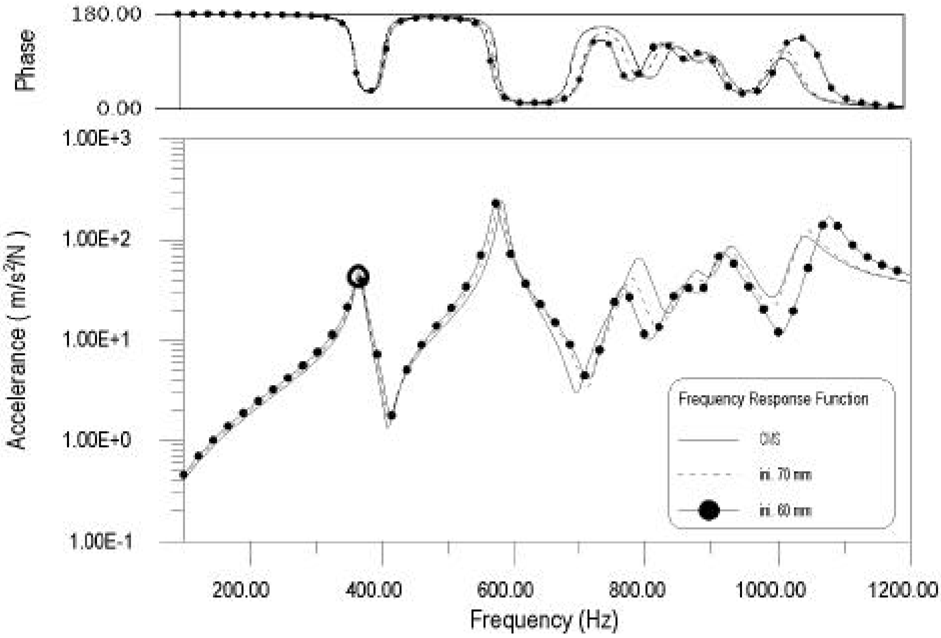


Fig. 4.9 FRF in case of 1 natural frequency fitted

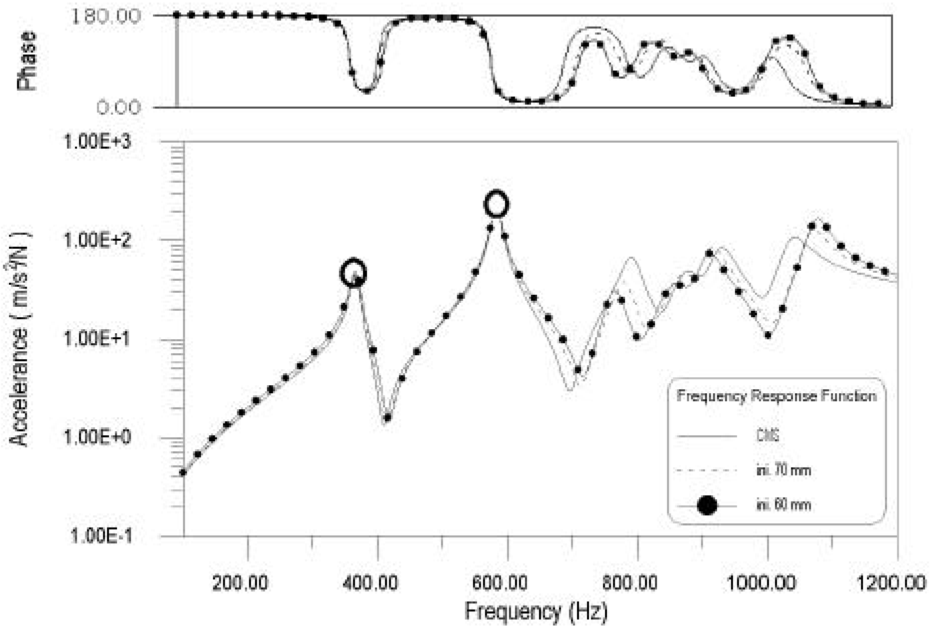


Fig. 4.10 FRF in case of 2 natural frequencies fitted

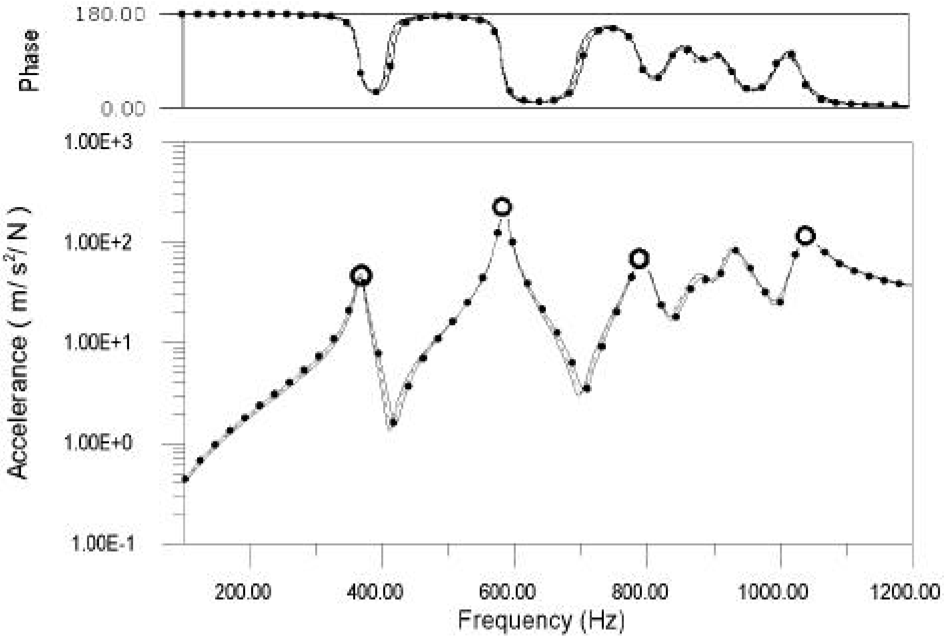


Fig. 4.11 FRF in case of 4 natural frequencies fitted

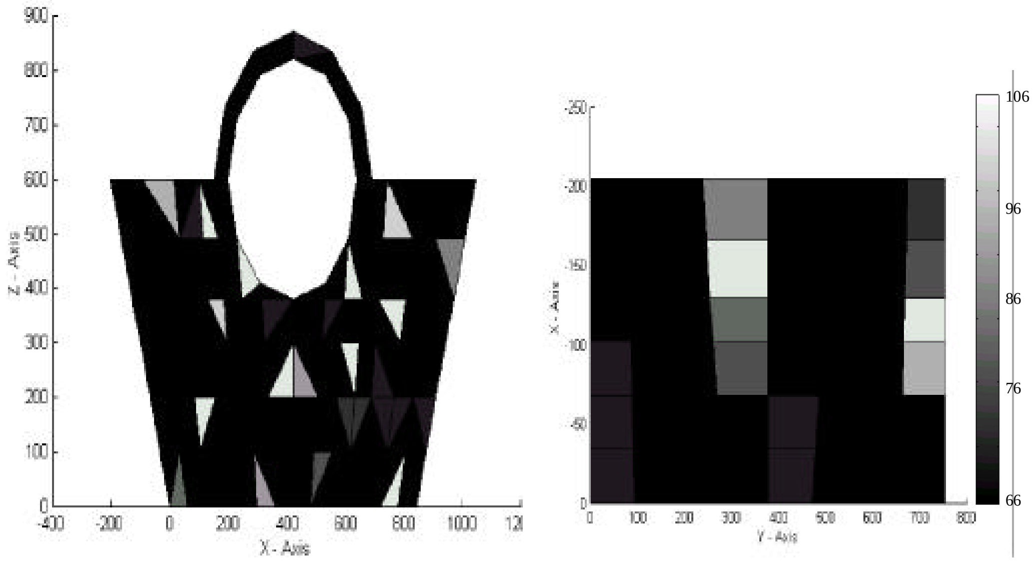


Fig. 4.12 The thickness distribution after modification of fitting 1 natural frequency at initial 60mm for the Converter

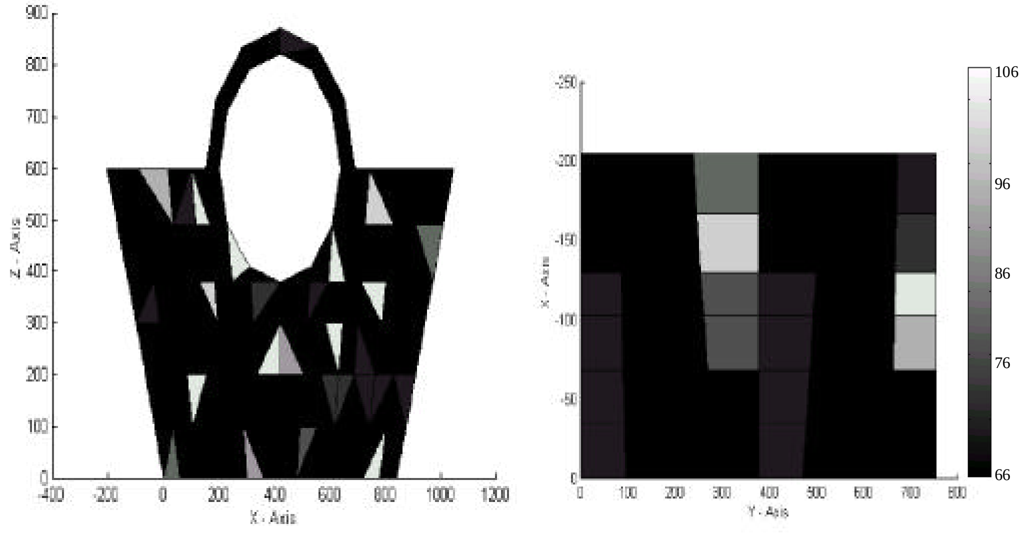


Fig. 4.13 The thickness distribution after modification of fitting 1 natural frequency at initial 70mm for the Converter

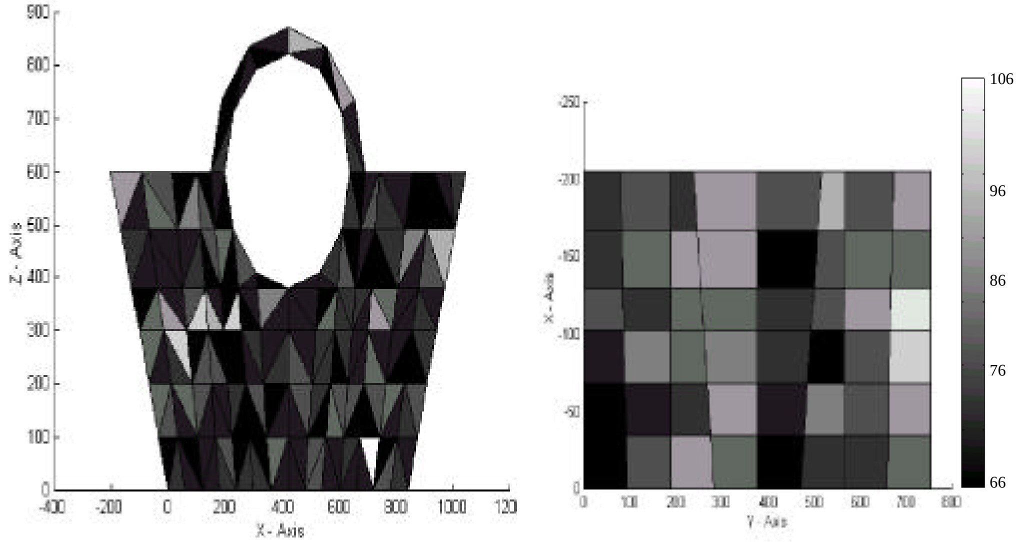


Fig. 4.14 The thickness distribution after modification of fitting 2 natural frequencies at initial 60mm for the Converter

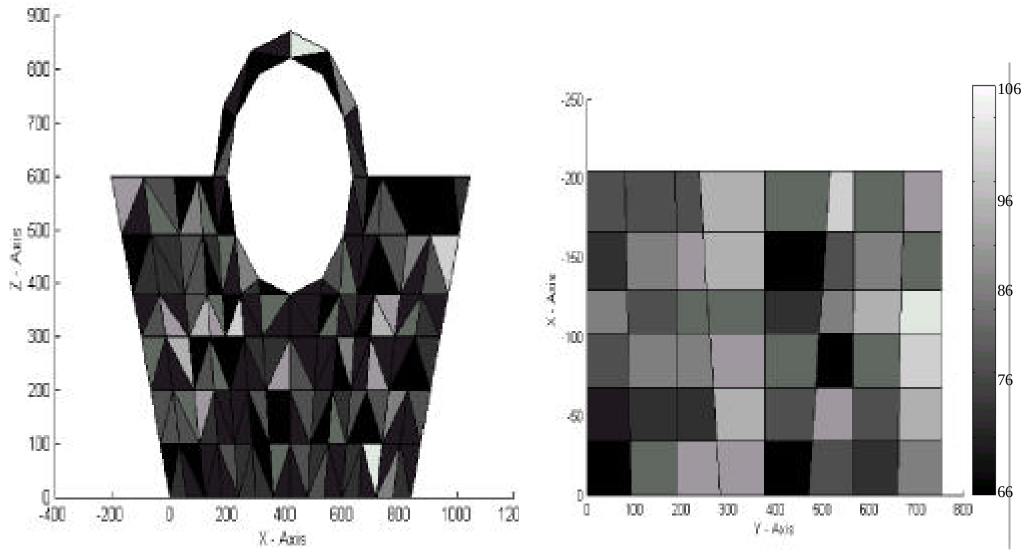


Fig. 4.15 The thickness distribution after modification of fitting 2 natural frequencies at initial 70mm for the Converter

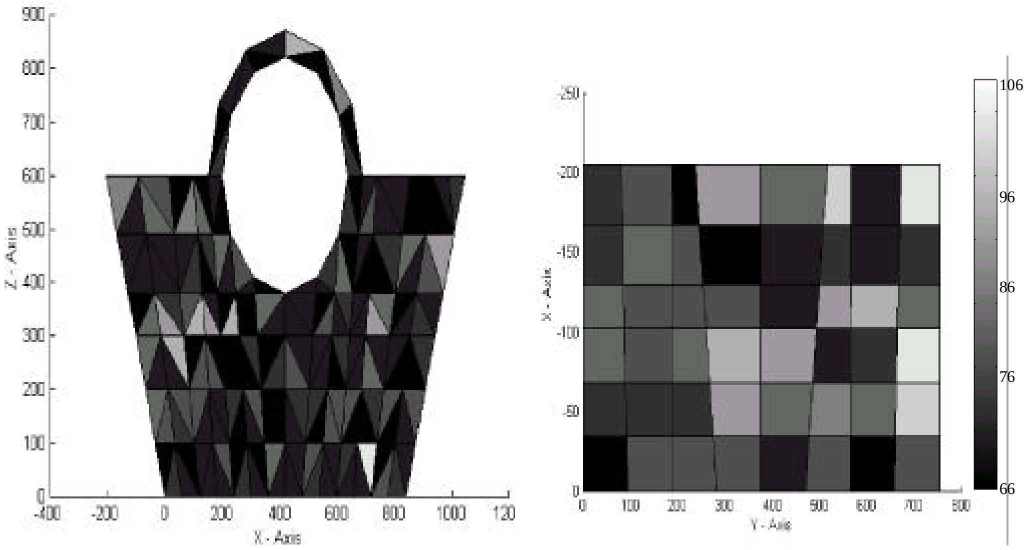


Fig. 4.16 The thickness distribution after modification of fitting 4 natural frequencies at initial 60mm for the Converter

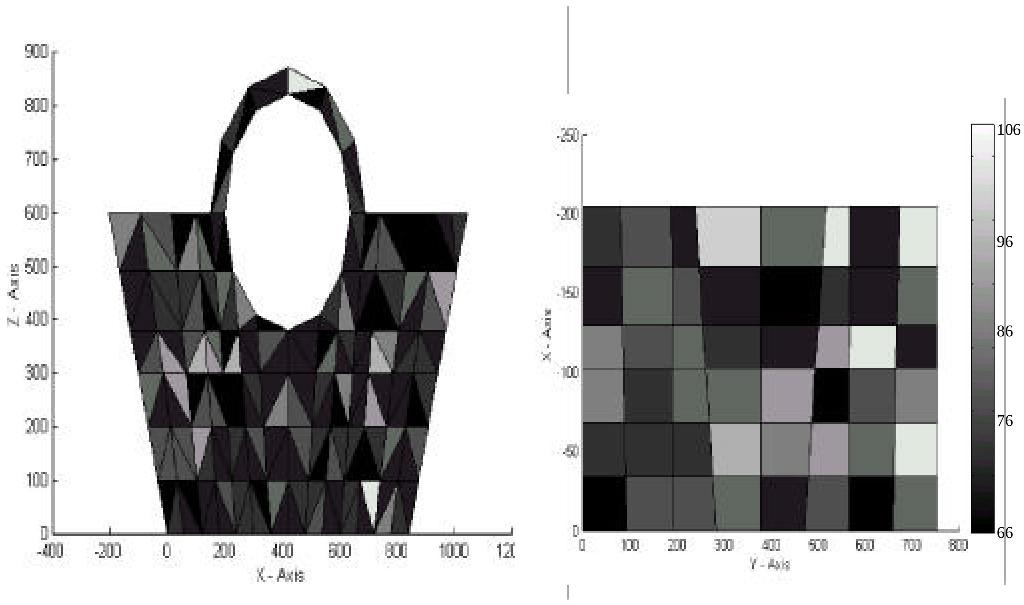


Fig. 4.17 The thickness distribution after modification of fitting 4 natural frequencies at initial 70mm for the Converter

5. 결　　론

본 연구에서는 선박용 동력전달 변환기를 모델링하여 변환기에 대한 ANSYS 해석 결과와 부분구조합성법에 의한 유한요소 해석결과를 비교 및 검토 수행하고, 이를 토대로 하여 중량을 줄이기 위한 구조변경을 시도하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 선박용 변환기에 대하여 범용프로그램인 ANSYS로 해석을 하고, 부분구조합성법에 의한 해석과 서로 비교 검토하여 부분구조합성법의 유효성을 확인하였다. 즉, 부분구조합성법에 의하여 변환기의 진동 해석을 정도 높게 수행하였다.

2. 강체 진동을 제외한 저차의 1개, 2개, 4개의 고유진동수에 대하여 고유진동수의 변경없이 중량을 최소화시킬 수 있었다.

3. 저차중의 진폭이 큰 몇 개의 고유진동수만을 일치시킴으로써 광범위하게 주파수 응답함수를 일치 시킬 수 있다.

4. 진동원의 운전주파수 범위에 따라 보다 효과적인 중량 최소화가 가능하다.

5. 원래의 구조물의 진동특성에 문제가 있으면 이것도 수정하면서 중량 최소화가 가능하다.

본 연구에서는 변환기의 하부 몇 분계만을 변경 수행하였으나 전체 변환기의 분계를 포함하여 구조변경을 시킨다면 변환기의 진동특성을 그대로 유지하면서 최적의 중량최소화를 이룰 수 있을 것이며, 제작시의 편의를 고려하지 않아 수학적인 답을 얻는데 치우친 감이 있어 차후에는 이를 시정하여 보다 실용성 있는 연구가 필요하겠다.

참 고 문 헌

[1] 金子康智, 間瀨正隆, “感度解析法によるタ- 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.

[2] 이재환, “수송체 구조물의 진동특성에 관한 설계민감도 해석”,
한국전산구조공학회논문집, 제7권, 제1호, pp. 91 98, 1991.

[3] 이재환, “저진동 자동차 설계를 위한 민감도해석 활용”,
한국소음진동공학회지, ‘91추계학술대회논문집

[4] 이재환, 이광한, “연속법에 의한 설계민감도를 이용한 판구조물의 조화진동저감”,
한국소음진동공학회지, 제6권, 제1호, p. 27, 1996.

[5] 박석주, 왕지석, “감도해석법에 의한 구조물의 결합부 강성 산출에 관한 연구”,
한국박용기관학회지, 제16권, 제5호, p. 60, 1992.

[6] 박석주외 1인, “감도해석법을 이용한 구조물의 진동특성 최적화 수법의 실제 기계에의 응용”, 한국박용기관학회지, 16권 3호, p. 181, 1992.

[7] 박석주 외 4인, “감도해석기법에 의한 최적구조변경법”,
한국박용기관학회지, 제16권, 제1호, p. 47, 1992.

[8] 박석주 외 3인, “열린 상자형 구조물의 진동최소화기법에 관한 연구”,
한국소음진동공학회지, 제4권 제4호, p. 479, 1994.

[9] 박석주외 4인, “보강재를 이용한 열린 상자형 구조물의 구조변경법에 관한 연구”,
한국소음진동공학회지, 제6권 1호, pp.57 66, Feb. 1996.

[10] 朴錫柱외 3人, “プレス機械の振動解析と動特性の最適化”,
日本機械學會論文集C, 第56卷 524號, p. 872, Apr. 1990.

[11] A. Nagamatsu, T. Ishii, S. Honda., “Vibration analysis and structural optimization of a press machine”, Finite Elements in Analysis and Design, The International Journal of Applied Finite Elements and Computer Aided Engineering, Vol. 14 No. 2&3, Elsevier Publishers B.V., p. 297, Oct. 1993.

[12] 박석주외 3인, “엔진 블록의 중량 최소화에 관한 연구”,
한국자동차공학회논문집, 제5권 제3호, pp. 182 190, May 1997.

[13] 박석주외 2인, “최적구조변경법에 의한 자동차 엔진 블록의 중량최소화에 관한 연구”, 한국소음진동공학회지, 추계학술대회논문집, pp. 326 332, Nov 1997.

[14] **朴錫柱**, "**モ- 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.

[15] **長松召男**, **大熊政明**, "**部分構造合成法**", **培風館**, pp. 103 116, 1991.

[16] **長松召男**, "**モ- ド 解析**", **培風館**, pp.76- 85, pp. 166- 170, 1985.

[17] **朴錫柱**, **長松召男**, "**部分構造合成法에 의한 振動解析과 動特性의 最適化**",
韓國船用機關學會誌, **第**13**卷**, **第**4**號**, 1989.

[18] R.J.Guyan, "Reduction of Stiffness and Mass Matrices",
AIAA J., Vol.3, No.2, p.130, 1965.

[19] **大熊政明**, "**部分構造合成法による振動解析**",
博士學位論文, **東京工業大學**, p.58, p.74, 1986.

[20] Fox, R. L., " Rates changes of Eigen Values and Eigen Vectors, "
AIAA J., Vol 6, No. 12, pp. 2426 2435, 1968.

[21] **柳井晴夫**, **竹內 啓**, "**射影行列 一般行列 特異値分解**", **東京大學出版會**, p.65, 1983.