
 論 文

大韓造船學會論文集
 第 31 卷 第 2 號 1994 年 5 月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 31, No. 2, May 1994

진동수 구속조건을 갖는 대형구조계의 효율적 동특성 최적화방법

김병현*, 정태영*, 김극천**

An Efficient Dynamic Optimization Method for Large Structures with Frequency Constraints

by

B.H. Kim *, T.Y. Chung * and K.C. Kim **

요 약

대형구조계에 대하여 구조중량의 최소화를 기하면서 고유진동수 제한조건을 만족시키는 동특성 최적화에 효율적인 한 방법을 제안한다. 일련의 근사최적화문제를 형성하는데 있어서는 고유진동수의 설계파라미터에 대한 감도와 설계파라미터의 역에 대한 감도를 병용하는 근사방법을 사용하며, 설계변수의 변화에 따른 고유진동해석 및 감도계산은 저자가 조선학회논문집 제30권 제3호에 발표한 바 있는 부분구조진동형 합성방법에 의거한다. 설계파라미터에 대한 감도와 설계파라미터의 역에 대한 감도를 병용하는 근사방법은 전자만을 사용하는 근사방법에 비해 적은 회수의 재해석으로 고유진동수 제한조건을 만족하는 설계값을 얻을 수 있다. 또한 설계변경에 따른 재해석시 앞서 발표했던 부분구조진동형 합성방법의 장점을 활용하므로써 효율적인 재해석이 가능하다. 제안된 방법의 유용성은 외팔보유추 구조계 및 선체단순화 2-D FEM모델의 상부구조를 대상으로한 수치예제를 통하여 검증되었다.

Abstract

An efficient optimization procedure combining the frequency approximation technique and the component-mode synthesis method is proposed for the structural dynamic optimization of the large structures subject to prescribed natural frequency constraints.

Frequency constraints are approximated by using the first-order sensitivities with respect to both design parameters and their reciprocals. The component-mode synthesis method proposed by the authors in Ref.[8] is used for the repetitive detail finite-element analysis and sensitivity analysis. The validity of the proposed optimization procedure is confirmed through the numerical implementation of some examples. The presented ap-

발표일자 : 1993년도 대한조선학회 추계연구발표회('93.11.13)

접수일자 : 1993년 12월 9일

* 정회원, 한국기계연구원

** 정회원, 서울대학교 조선해양공학과

proximation technique requires much smaller number of repetitive analysis than that using the sensitivities with respect to design parameters only, and further improvement in the numerical efficiency is achieved by the adoption of the introduced component-mode synthesis.

1. 서론

수치 최적화 과정에서는 설계변수의 변화에 따라 목적함수와 제한조건식에 대한 반복 재계산이 필요하다. 구조중량의 최소화를 기하면서 고유진동수 제한조건을 만족시키는 동특성 최적화문제에서 목적함수인 구조중량은 쉽게 반복 계산이 가능한 수식으로 표현되는 반면 고유진동수 제한조건식에 대해서는 설계변수의 변화에 따라 고유진동해석을 반복수행하여야 한다. 대형복잡구조계의 경우에 고유진동해석은 대규모 유한요소해석이 필요하므로 이의 반복 재계산은 실질적으로 어렵다. 따라서 대형구조계의 최적화를 위해서는 반복해석회수를 줄일 수 있는 최적화방법과 함께 효율적인 고유진동해석방법이 필요하다.

고유진동해석의 반복회수를 줄일 수 있는 방법으로 Schmit 등[1]이 제안한 근사개념을 사용하는 최적화방법이 사용될 수 있다. 이 방법에서는 고유진동수와 같이 최적화과정에서 취급이 어려운 제한조건식을 취급이 용이한 근사계산식으로 대체한 근사최적화문제를 형성하여 먼저 이 근사최적화문제에 대한 해를 여러가지 수치최적화 algorithm을 이용하여 얻고 상세해석을 통하여 제한조건의 만족여부 및 목적함수의 수렴정도를 검토하여 만족할 때까지 이 과정을 반복적으로 적용한다. 이 방법에서는 제한조건식에 대하여 어떤 근사방법을 사용하느냐가 효율성과 관련된 중요한 문제가 된다. Miura 등[2]은 설계변수에 대한 1차감도와 간략 계산한 2차감도를 사용한 고유진동수 근사방법을 사용하였다. Woo[3]는 설계변수에 대한 감도와 설계변수의 역에 대한 감도를 병용하는 고유진동수 근사방법을 제안하였으며 Canfield[4]는 에너지 함수의 감도와 Rayleigh quotient를 이용한 고유진동수 근사방법을 제안하였다. Vanderplaats 등[5]은 골조구조 문제에서 단면특성치에 대한 감도를 사용하는 것이 설계변수인 단면 치수에 대한 감도를 사용하는 경우보다 효율적임을 보였다.

한편 근사최적화문제의 반복적용 과정에서 진동해석과 감도해석이 필요하므로 효율적인 진동해석과 감도해석 방법이 요구된다. 부분구조진동형 합성방법은 대형구조계의 진동해석에 효율적인데 특히 일부 부분

구조의 설계변경에 따른 재해석에 유리하다. Okuma 등 [6]은 부분구조 진동형 합성방법이 재해석에 효율적임을 이용하여 이를 최적화방법과 결합하여 지정된 고유진동수를 갖도록하는 재설계법과 결합하여 지정된 고유진동수를 갖도록하는 재설계문제를 다룬 바 있으며, Heo[7]는 부분구조진동형 합성방법중에서 구속모드방법을 대상으로하여 부분구조계의 고유진동 특성 감도를 이용하여 전체 구조계의 고유진동 특성 감도를 산정하는 방법을 제안하였다.

저자는 대형구조계의 진동해석에 효율적이면서 정확도가 높은 결과를 얻을 수 있는 부분구조진동형 합성방법을 제시한 바 있다[8].

본 연구에서는 대형 구조계에 대하여 구조중량의 최소화를 기하면서 고유진동수 제한조건을 만족시키는 동특성 최적화에 대한 효율적인 방법을 제안하였다. 일련의 근사최적화 문제를 형성하는데 있어서는 고유진동수의 설계파라미터에 대한 감도와 설계파라미터의 역에 대한 감도를 병용하는 근사방법을 사용하며, 근사최적화문제의 반복적용 과정에서 요구되는 고유진동해석 및 감도계산은 저자가 제시했던 부분구조진동형 합성방법에 의거한다. 제안된 방법의 유용성은 외팔보유추 구조계 및 선체단순화 2-D FEM모델의 상부 구조를 대상으로한 수치예제를 통하여 검증되었다.

2. 근사 최적화문제 형성

고유진동수를 제한조건으로 하는 구조중량 최소화 문제는 일반적으로 다음과 같이 표현된다.

$$\text{Find } d_i \quad i=1,2,\dots,n_d \quad (1)$$

$$\text{Minimize } W(d_i) \quad (2)$$

Subject to

$$g_j = \begin{cases} (\frac{\lambda_j}{\lambda_j^l} - 1) \geq 0 \\ -(\frac{\lambda_j}{\lambda_j^u} - 1) \geq 0 \end{cases} \quad j=1,2,\dots,n_\lambda \quad (3)$$

$$d_i^l \leq d_i \leq d_i^u \quad i=1,2,\dots,n_d \quad (4)$$

여기서 d_i 는 설계 변수인 부재치수이며 $W(d_i)$ 는 목적함수인 구조중량이다. 구조중량은 n_e 개 부재들 각각의 중량 합으로 다음과 같이 계산된다.

$$W(d_i) = \sum_{e=1}^{n_e} W_e(d_i) \quad (5)$$

(3)식은 고유진동수의 제한조건을 나타내는 식으로 $\lambda_j (= \omega^2)$ 는 j 차 고유치이며 λ_j^l 및 λ_j^u 는 각각 j 차 고유치에 대한 하한값 및 상한값이다. (4)는 설계변수가 가질수 있는 상하한 범위를 나타내는 조건식이다.

(1)에서 (4)로 주어진 최적화 문제에서 설계변수의 변화에 따라 재계산이 용이하지 않은 고유진동수 제한조건식인 (3)식 대신에 근사계산식으로 부터 얻어지는 고유치 $\tilde{\lambda}_j$ 를 사용한 다음의 제한조건식으로 대체하므로써 근사최적화문제가 된다.

$$g_j = \begin{cases} \left(\frac{\tilde{\lambda}_j}{\lambda_j^l} - 1\right) \geq 0 \\ \left(\frac{\tilde{\lambda}_j}{\lambda_j^u} - 1\right) \geq 0 \end{cases} \quad j = 1, 2, \dots, n_\lambda \quad (6)$$

(6)의 근사조건식이 본래의 조건식 (3)을 잘 표현하고 있으면 적은 회수의 반복 적용으로 본래 최적해에 도달할 수 있다. 근사조건식이 적절치 못한 경우는 많은 회수의 반복적용이 필요하게 되며 해를 얻는데 실패할 수도 있다. 따라서 고유진동수 제한조건식에 대하여 어떤 근사방법을 사용하느냐가 효율성과 관련된 중요한 문제이다.

본 연구에서의 최적화방법을 Fig. 1에 보였는데, 고유진동수 제한조건식에 대하여 설계파라미터에 대한 감도와 설계파라미터의 역에 대한 감도를 병용한 근사방법을 사용한다.

3. 고유진동수 제한조건식의 근사방법

고유치 $\lambda = \lambda(d_i, i = 1, 2, \dots, n_d)$ 를 기준설계값에 대해 Taylor급수 전개하여 1차항까지만 취하므로써, 설계변수 d_i 가 변화함에 따른 j 차 고유치 근사값 $\tilde{\lambda}_j$ 는 설계변수에 대한 1차감도를 사용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\tilde{\lambda}_j = \lambda_j^0 + \sum_{i=1}^{n_d} \left(\frac{\partial \lambda_j}{\partial d_i} \right)_{d^0} (d_i - d_i^0) \quad (7)$$

여기서 뒀첨자 0는 기준설계에 대한 것임을 뜻한다.

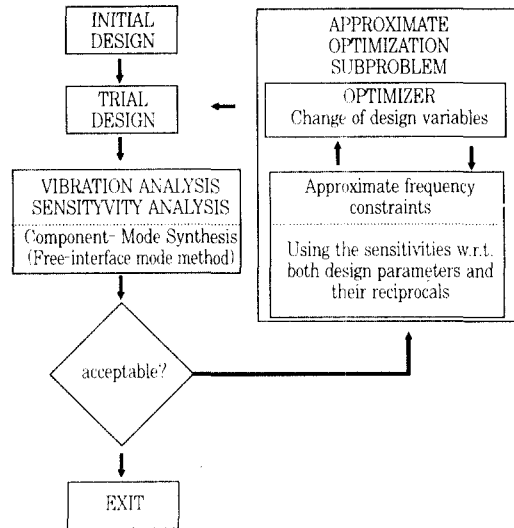


Fig. 1 Schematic diagram of structural optimization with frequency constraints

설계변수는 일반적으로 부재의 치수를 택하게 되는데 고유치는 이들 설계변수에 대해 비선형이므로 (7)를 적용할 수 있는 설계변수의 변화량은 매우 제한적이다. 따라서 이를 사용하여 제한조건식을 근사시키는 최적화 기법을 사용할 경우에는 많은 회수의 재해석이 필요하게 된다. 고차감도를 이용하므로써 보다 큰 설계변수의 변화량에 대해서도 근사추정이 가능할 수 있으나 이 경우는 고차감도 계산에 대한 연산부담이 크다.

본 연구에서는 설계변수인 부재치수 대신에 강성 및 관성 매트릭스에 명시적으로 나타나는 설계 파라미터 $X_i, i = 1, 2, \dots, n_x$ 를 택한다. 예를 들어 봉요소에 대해서는 단면적, 보요소에 대해서는 단면적, 유효전단면적 및 단면 2차모멘트, 막요소에 대해서는 두께, 판요소에 대해서는 두께, 굽힘강성등, 또는 상기 특성치들의 무차원화값을 설계파라미터로 택한다. 이들 설계파라미터는 설계변수 d 의 명시적함수(explicit function)

$$X_i = f(d_j) \quad j = 1, 2, \dots, n_d \quad (8)$$

이므로 d 의 변화에 따른 설계파라미터 X_i 의 값은 바로 계산이 가능하다.

설계파라미터에 대한 1차감도를 사용한 고유치의 근사 추정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\tilde{\lambda}_j = \lambda_j^0 + \sum_{i=1}^{n_x} \left(\frac{\partial \lambda_j}{\partial X_i} \right)_{X^0} (X_i - X_i^0) \quad (9)$$

한편, 설계파라미터의 역 즉, $1/X_i$ 에 대한 1차감도를 사용할 경우 고유치 근사추정식은 다음과 같다.

$$\tilde{\lambda}_j = \lambda_j^0 + \sum_{i=1}^{n_x} \left(\frac{\partial \lambda_j}{\partial X_i} \right)_{X^0} (X_i - X_i^0) \left(\frac{X_i^0}{X_i} \right) \quad (10)$$

(9)와 (10)을 서로 비교하면 $(\partial \lambda_j / \partial X_i)_{X^0} > 0$ 인 경우에는 (10)에 의거하는 쪽이, 반대로 $(\partial \lambda_j / \partial X_i)_{X^0} \leq 0$ 인 경우는 (9)에 의거하는 쪽이 고유치 추정값이 작게됨을 알 수 있다. 제한조건식이 (6)과 같이 $g_j \geq 0$ 인 경우에는 근사값이 작게 추정되도록한 근사최적화 문제가 보다 안전측의 값을 갖는 해를 주게 된다. 따라서 근사제한조건식을 1차 감도값의 부호에 따라 (9)와 (10)을 병용하여 다음과 같은 근사제한식을 사용함으로써 보다 빨리 안전측의 해를 얻을 수 있다.

$$\tilde{g}_j = g_j^0 + \sum_{i=1}^{n_x} \left(\frac{\partial g_j}{\partial X_i} \right)_{X^0} (X_i - X_i^0) \left(\frac{X_i^0}{X_i} \right)^P \quad (11)$$

여기서,

$$P = \begin{cases} 1 & \text{if } \left(\frac{\partial g_j}{\partial X_i} \right)_{X^0} > 0 \\ 0 & \text{if } \left(\frac{\partial g_j}{\partial X_i} \right)_{X^0} \leq 0 \end{cases}$$

4. 진동해석 및 감도해석

Fig. 1에 보인 바와 같이 근사최적화문제의 반복적 용과정에서 설계 파라미터 변화에 따른 고유진동해석과 근사 제한조건식(11)을 형성하기 위한 감도해석이 필요하다. 저자는 부분구조진동형 합성방법 중에서 불구속모드방법에 대하여 정확도 및 효율성 향상 방안을 제시한 바 있는데, 이를 사용하여 진동해석을 수행한다. 이 방법에 대해서는 [8]에 자세히 설명되어 있다. 여기서는 불구속모드 방법의 정식화과정에서 얻어진 변위과정식을 이용하는 감도해석방법을 정식화한다. 편의상 두개의 부분구조계(r- 및 s-부분구조계)로 이루어진 경우를 생각한다.

전체구조계의 j차 진동형에 대한 s-부분구조계의 고유진동방정식은 다음과 같다.

$$([k] - \lambda_j [m])\{U\}_j = \{F_c\}_j \quad (12)$$

여기서 λ_j 는 전체계에 대한 j차 고유치이고 $\{U\}_j$ 는 j

차 고유벡터 중에서 s-부분구조계에 대한 성분으로 구성된 벡터이며 $\{F_c\}_j$ 는 j차 진동형에 대한 연결부에서의 구속력 벡터이다.

(12)를 설계 파라미터 X_i 에 대하여 미분하여, 양변에 $\{U\}_j^T$ 를 전승하고 (12)를 고려하여 정리하면

$$\lambda_{j,i} \{U\}_j^T [m] \{U\}_j = \{U\}_j^T ([k]_{,i} - \lambda_j [m]_{,i}) \{U\}_j + \{F_c\}_j^T \{U\}_{j,i} - \{F_c\}_{j,i} \quad (13)$$

과 같다. 여기서 $(\)_{,i} = \partial(\) / \partial X_i$ 임을 뜻한다.

한편, r-부분구조계에 대해서도 (13)과 같은 식을 얻을 수 있으며 연결부에서 변위적합조건 및 구속력 평형조건으로부터

$$(\{U\}_{j,i})_r = (\{U\}_{j,i})_s \quad (14)$$

$$(\{F_c\}_{j,i})_r + (\{F_c\}_{j,i})_s = 0 \quad (15)$$

임을 고려하면 다음과 같이 표현된다.

$$\lambda_{j,i} \{\bar{U}\}_j^T [\bar{M}] \{\bar{U}\}_j = \{\bar{U}\}_j^T [\bar{K}]_{,i} \{\bar{U}\}_j - \lambda_j \{\bar{U}\}_j^T [\bar{M}]_{,i} \{\bar{U}\}_j \quad (16)$$

여기서

$$\begin{aligned} \{\bar{U}\}_j &= \begin{Bmatrix} U_r \\ U_s \end{Bmatrix}_j \\ [\bar{M}] &= \begin{bmatrix} m_r & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix} \\ [\bar{K}] &= \begin{bmatrix} k_r & 0 \\ 0 & k_s \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (17)$$

불구속모드 방법에서 진동형변위 $\{U\}$ 와 축소된 일반좌표계 $\{Q\}$ 와의 관계로부터 $\{\bar{U}\}_j$ 는 다음과 같이 전체계의 축소된 고유진동방정식으로 부터 얻어진 고유벡터 $\{Q\}_j$ 로 표현된다.

$$\{\bar{U}\}_j = [\alpha] \{Q\}_j \quad (18)$$

여기서 $[\alpha]$ 는 진동형합성에 이용되는 부분구조계의 저차 진동형들과 특정주파수에서의 잉여 compliance 매트릭스로 형성된 변환매트릭스이다[8]. (18)를 (16)에 대입하면

$$\lambda_{j,i} \{Q\}_j^T [M] \{Q\}_j = \{Q\}_j^T [\alpha]^T [\bar{K}]_{,i} [\alpha] \{Q\}_j - \lambda_j \{Q\}_j^T [\alpha]^T [\bar{M}]_{,i} [\alpha] \{Q\}_j \quad (19)$$

인데, 여기서 $[M]$ 은 전체계의 축소된 고유진동방정식의 관성 매트릭스이다. j 차 고유벡터 $\{Q\}_j$ 가 $[M]$ 에 대해 정규화 되었다면 j 차 고유치의 설계파라미터 X_i 에 대한 감도 λ_{ji} 는 다음과 같이 얻어진다.

$$\lambda_{ji} = \{Q\}_j^T ([K]_i - \lambda_j [M]_i) \{Q\} \quad (20)$$

여기서

$$[K]_i = [\alpha]^T [\bar{K}]_j [\alpha]$$

$$[M]_i = [\alpha]^T [\bar{M}]_j [\alpha]$$

5. 수치계산에 및 고찰

첫째, 본 연구에서 채택한 최적화 방법의 타당성 및 다른 방법들과 비교 관점에서의 특징을 파악하기 위해 Woo[3] 및 Vanderplaats등[5]이 채용했던 외팔보 모델에 적용하고, 둘째, 선체 단순화 2-D FEM 모델의 상부구조 재설계 문제에 적용하였다.

5.1 외팔보

Woo 및 Vanderplaats등의 외팔보 모델은 Fig. 2와 같다. 이 모델은 Turner[9] 이래 Woo, Vanderplaats등 뿐만 아니라 Canfield[4] 등의 연구에서 수치계산 모델로 채택된 바 있다. 그들은 공통적으로 A_i 및 t_i 의 초기치를 $A_1 = A_2 = A_3 = 1.0 \text{ in}^2 (6.45\text{cm}^2)$ 및 $t_1 = t_2 = t_3 = 0.2 \text{ in} (0.51\text{cm})$, 하한치를 각기 $0.01 \text{ in}^2 (0.065\text{cm}^2)$ 및 $0.001 \text{ in} (0.003\text{cm})$ 로 하고, 최저차 고유진동수가 20Hz 이상이어야 하는 구속조건하에 최소 중량을 갖도록 A_i 및 t_i 의 치수를 결정했다. Woo는 진동수 제한조건식을 설계변수와 이의 역에 대한 감도를 병용하여 근사하였고 Vanderplaats등은 설계파라메타에 대한 감도만을 사용하여 근사하였다.

본 연구에서 채택한 최적화 방법의 적용에 있어서는 m_1 위치를 분기점으로 하여 좌측을 부분구조1, 우측을 부분구조2로 하고, 전체계를 길이가 같은 15개의 요소로 모델링했다. 근사최적화 문제해법은 Pappas [10]의 direct search-feasible direction방법에 의거했다.

본 연구에서의 결과를 Woo 및 Vanderplaats등의 결과와 대비한 것이 Table 1이다. 이로부터 본 연구에서 채택한 최적화 방법의 타당성이 확인된다. 본 연구에서 채택한 제한조건식 근사방법 즉, 설계파라메타와 이의 역에 대한 감도를 병용하여 근사하는 방법, (11)의 특징을 설계파라메타에 대한 감도만을 사용하는 경

Table 1 Final designs of the cantilever beam

Design variables		A_1	A_2	A_3	t_1	t_2	t_3	Weight
		in^2/cm^2	in^2/cm^2	in^2/cm^2	in/cm	in/cm	in/cm	$\text{lb}/(\text{kg})$
Initial value		1.0 (6.45)	1.0 (6.45)	1.0 (6.45)	0.2 (0.51)	0.2 (0.51)	0.2 (0.51)	16.0 (8.71)
Woo	A*	0.866 (5.59)	0.442 (2.85)	0.109 (0.70)	0.046 (0.117)	0.041 (0.104)	0.025 (0.064)	5.85 (3.18)
[3]	B**	0.822 (5.30)	0.438 (2.83)	0.135 (0.87)	0.006 (0.015)	0.006 (0.015)	0.005 (0.013)	5.78 (2.62)
Vanderplaats***[5]		0.832 (5.37)	0.454 (2.93)	0.151 (0.97)	0.001 (0.003)	0.001 (0.003)	0.001 (0.003)	5.78 (2.62)
Present*** work		0.701 (4.52)	0.596 (3.85)	0.152 (0.978)	0.003 (0.008)	0.001 (0.003)	0.001 (0.003)	5.86 (2.66)

* Using truss and membrane elements for F.E. model, move limit 50%

** Using beam elements for F.E. model, move limit 50%

*** Using beam elements for F.E. model, move limit 80%

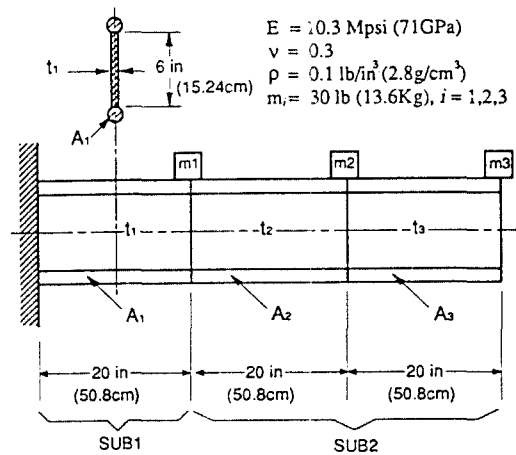


Fig. 2 Cantilever beam adopted in [3][4][5][9]

우, (9)와 비교하기 위해 근사최적화 각 단계에서의 설계변수 변화제한량(move limit)을 80% 및 200%로 한 반복계산이력은 Table 2 및 Figs. 3, 4와 같다. 이로부터 본 연구에서 채택한 근사방법 즉, (11)에 의거할 경우 항상 제한조건을 만족할 뿐만 아니라 (9)에 의거하는 경우에 비해 최적설계점 근처로 빨리 접근하고 있고 또한 설계변수 변화의 제한량에 따른 영향도

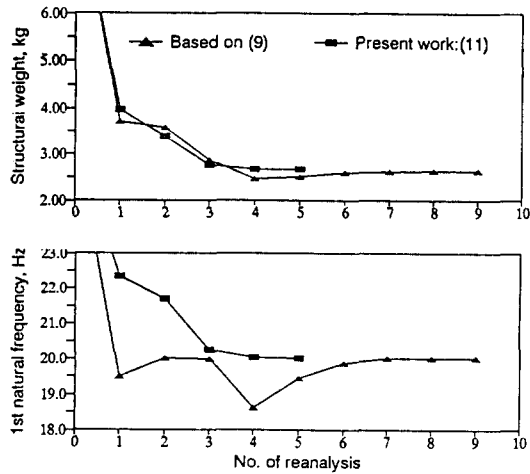


Fig. 3 Iteration history of the cantilever beam (move limit 80%)

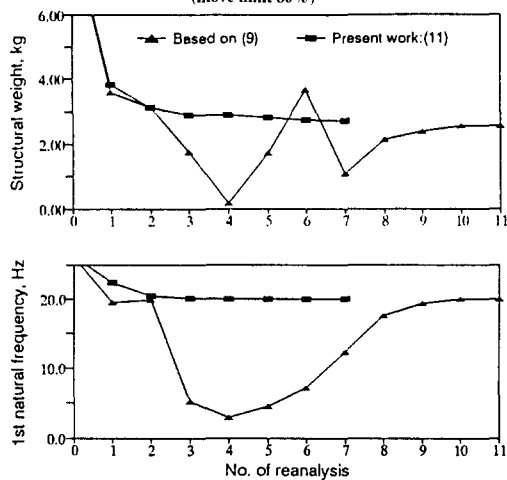


Fig. 4 Iteration history of the cantilever beam (move limit 200%)

크지 않음이 확인된다. (9)에 의거하는 경우 제한 조건을 만족시키는 결과를 얻는데 보다 많은 반복계산이 필요할 뿐만 아니라 반복계산화수가 설계변수 변화의 제한량에 따라 큰 차이를 보이고 있다.

5.2 선체 단순화 모델

저자가 제시한 부분구조진동형 합성방법의 수치계산 모델로 채택했던 선체 단순화 2-D FEM 모델(Fig. 5)을 대상으로 하였다. 상부구조자체의 진동형이 두드러진 것이 5차 및 6차 진동형인데, 고유진동수 제한조건을 이것들이 7-9Hz 사이에 나타나지 않도록 하고 상부구조에 대해 공진회피 최소중량설계를 수행하였다. 설계변수로서는 상부구조 각 층의 두께 t(Fig. 5 참조)를

Table 2 Iteration history data for the cantilever beam : structural weight, kg, and percent frequency violation in ()

Method Move limit % No. of reanalysis	Based on(9)		Present Work:(11)	
	80	200	80	200
initial	8.71	8.71	8.71	8.71
1	3.70(2.6)	3.59(2.5)	3.95(0)	3.83(0)
2	3.56(0.1)	3.13(0.4)	3.37(0)	3.13(0)
3	2.85(0.1)	1.75(73.8)	2.75(0)	2.90(0)
4	2.45(6.9)	0.17(85.5)	2.66(0)	2.89(0)
5	2.50(2.9)	1.71(77.8)	2.66(0)	2.82(0)
6	2.59(0.8)	3.66(64.4)		2.74(0)
7	2.61(0.1)	1.08(38.6)		2.72(0)
8	2.62(0)	2.14(12.1)		2.72(0)
9	2.62(0)	2.40(3.3)		
10		2.56(0.1)		
11		2.56(0)		

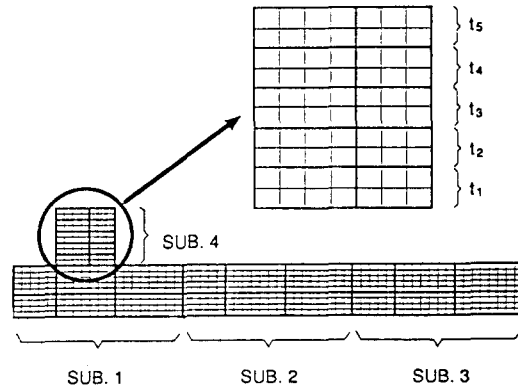


Fig. 5 Superstructure of the simplified ship-like 2-D F.E. model adopted in[8]

택하고 이의 하한제한 값은 1.0cm, 근사최적화 각 단계에서의 설계변수 변화제한량은 30%로 하였다. 근사최적화문제의 최적화 해법은 외팔보 때와 같다.

Table 3에 반복계산 이력을 보였는데, 동 표에는 제한조건을(9)에 의거하여 선형근사한 결과도 함께 수록되어 있다. 이로부터 본 연구의 방법이 외팔보의 경우와 마찬가지로 보다 빨리 최적 설계점 근처로 접근하고 있어 3회의 반복재해석에 의해 개선된 결과를 얻을 수 있었다.

Table 4는 본 연구의 방법에 의해 4회 반복계산으로 얻어진 설계값을 초기 설계값과 대비한 것이다.

진동 재해석에 있어서는 설계변경을 고려하는 상부

Table 3 Iteration history data for the superstructure

No. of reanalysis	Based on(9)			Present Work:(11)		
	Weight (ton)	Natural freq.(Hz)		Weight (ton)	Natural freq.(Hz)	
		5th	6th		5th	6th
initial	65.9	6.89	8.44	69.5	6.89	8.44
1	85.7	6.95	8.82	82.5	6.95	8.82
2	86.7	6.95	8.93	87.5	6.98	8.97
3	84.0	6.98	8.95	88.5	6.98	9.00
4	88.1	6.98	8.99	88.5	6.99	9.00
5	86.6	6.98	8.98	88.2	6.99	9.00
6	89.1	6.99	8.99			
7	87.1	6.98	8.98			
8	87.6	6.99	8.99			
9	88.2	6.99	9.00			
10	89.3	6.99	9.00			

Table 4 Final design of the superstructure

		Initial	Final
Design variables (cm)	t1	2.0	4.2
	t2	2.0	3.3
	t3	2.0	2.7
	t4	2.0	2.0
	t5	2.0	1.2
Weight(structural) (ton)		65.9	88.5
Natural frequencies(Hz)		1.34	1.34
		3.07	3.08
		4.84	4.10
		5.47	5.48
		6.89	6.99
		8.44	9.00
		9.26	9.56

구조만을 재계산하고 불구속모드 방법에 의해 전체계의 진동수를 얻게 되므로 전체계를 직접 재해석하는 경우에 비해 매우 효율적임은 분명하다. 본 수치 계산 예의 경우 1회의 재해석에 소요된 CPU time이 감도 해석을 포함하여 약 50초였는데, 전체계를 직접 재해석할 경우에는 진동해석만을 1회 수행하는데 약 360초 소요되었다. 한편, 본 예제의 경우 근사최적화 문제의 해를 얻는데 소요된 CPU time은 3초 이내였다. 이로 미루어 근사방법을 이용하는 최적화에서 대부분의 계산시간은 진동재해석에 소요됨을 알 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 고유진동수 근사방법과 부분구조진동형 합성방법을 결합하여 고유진동수 제한조건을 갖는 대형구조계의 효율적 동특성 최적화 방법을 제안하였으며, 유용성을 검증하기 위해 수행된 수치계산 예로부터 다음과 같은 사항이 파악되었다.

- 설계파라미터에 대한 감도와 설계파라미터의 역에 대한 감도를 병용하는 고유진동수 제한조건식의 근사방법은 설계파라미터의 감도만을 사용하는 방법에 비해 적은 회수의 반복 재해석으로 제한조건을 만족하는 해를 얻을 수 있으며, 설계변수 변화의 제한량에 따른 영향이 거의 없다.
- 근사방법을 사용하는 최적화에서 대부분의 계산시간은 진동 재해석에 소요되며 이는 저자가 제시한 부분구조진동형 합성방법에 의해 효율적으로 수행할 수 있다.
- 고유진동수 제한조건을 갖는 대형구조계의 최적화에 있어서 본 연구에서 제시된 방법이 효과적으로 적용될 수 있음이 확인된다.

후 기

이 논문은 1990년도 한국과학재단 목적기초연구 관리번호 90-02-00-02-03의 일부이다. 이 기회에 동재단에 심심한 사의를 표한다.

참 고 문 헌

- [1] Schmit, L.A., and Farshi, B., "Some Approximation Concepts for Structural Synthesis", *AIAA Journal*, Vol. 2, NO. 5, 1974.
- [2] Miura, H., and Schmit, L.A., "Second Order Approximation of Natural Frequency Constraints in Structural Synthesis", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 13, No. 2, 1978.
- [3] Woo, T.H., "Space Frame Optimization Subject to Frequency Constraints", *AIAA Journal*, Vol. 25, No. 10, 1987.
- [4] Canfield, R.A., "High-Quality Approximation of Eigenvalues in Structural Optimization", *AIAA Journal*, Vol. 28, No. 6, 1990.

- [5] Vanderplaats, G.N., and Salajegheh, E., "An Efficient Approximation Technique for Frequency Constraints in Frame Optimization", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 26, 1988.
- [6] Okuma, M., Nanpe, M., Park, S.C. and Nagamatsu, A., "Technique of Structural Dynamic Optimization", *Bull. of Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 54, No. 504C, 1988.
- [7] Heo, J.H., "Eigensensitivity Synthesis and Its Applications to Structural Dynamics Modification", Ph.D. Dissertation, Northwestern Univ., 1991.
- [8] 김병현, 정태영, 김극천, "부분구조진동형 합성 방법에 의한 대형구조계의 진동해석", 대한조선학회 논문집, 제30권 3호, 1993.
- [9] Tuner, M.J., "Design of Minimum Mass Structures with Specified Natural Frequencies", *AIAA Journal*, Vol. 5, No. 3, 1967.
- [10] Pappas, M., "An Improved Direct Search Numerical Optimization Procedures", *Computers & Structures*, Vol. 11, 1980.