◎ 速報研究論文

유전자 알고리즘을 이용한 선박용 디젤발전기 시스템의 동특성 해석 및 최적화

이 영 우*·성 활 경**

Structural Dynamic Optimization of Diesel Generator systems Using Genetic Algorithm(GA)

Y. W. Lee* · H. G. Seong**

Key words : Dynamic Structural Optimization(구조물의 동적 최적화), Multiobjective Optimization(다목적 최적화), Genetic Algorithm(유전자 알고리즘), Fitness(적합도), Penalty Function(벌칙함수), Homology(상동관계)

Abstract

For multi-body dynamic problems, especially coalescent eigenvalue problems with multiobjective optimization, the design sensitivity analysis is too much complicated mathematically and numerically. Therefore, this article proposes a new technique for structural dynamic modification using a mode modification and homologous structures design method with Genetic Algorithm(GA). In this work, the homologous structure of the resiliently mounted multi-body for marine diesel generator systems is studied and the problem is treated as a combinational optimization problem using the GA. In GA formulation, fitness is defined based on penalty function approach. That include homology, allowable stress and minimum weight of common plate.

1. 서 론

일반적으로 동적 구조설계에서는 유한요소법을 이용하여 동특성을 규명하고, 구조변경 등을 통하여 최적화를 실시한다. 그러나 시스템이 커지거나 여러 구조물의 복합 형상으로 존재하면, 수학적 모델을 구성하고 계산을 하는데 소모되는 시간이 문제가 될 수 있다. 그래서 전체 구조물을 몇 개의 부분구조로 분할하여, 동특성을 구하고 부분구조간의 기하학적인 적합조건을 구속조건으로 해서 서로 합성함으로써 전 시스템의 동특성을 구하는 부분구조합성법을 많이 이용해 왔다.[1),(2)] 그러나 각

* 창원대학교 대학원(원고접수일 : 2000년 2월)
** 창원대학교 교수

부분구조의 운동방정식을 유도하거나, 그들의 연결부에 주어지는 적합조건식의 처리문제가 복잡해서 주의를 요하게 된다.

최근 컴퓨터가 고도로 발달하면서, 다중구조물 혹은 대형 구조물의 동적 구조설계 및 해석기술에 대해서도 일반적인 해결방법이 강력히 요구되고 있는 것이 현실이다. 이에 대응해서 컴퓨터를 이용한 진동해석 방법이 현저하게 발전해 왔고, 실기(實機)의 동특성(動特性) 예측이 설계단계에서 상당히 가능해지면서, FEM 진동해석과, 동적구조물의 최적화에 설계민감도를 적용하여 수치해석을 응용하는 기법이 활기를 띠고 있다. 민감도를 이용하는 최적설계기법에서는 동적 시스템의 초기 설계변수에 의한 해석결과를 이용하여, 목적함수 및 구속조건의 설계변수에 대한 도함수 형태로 표현되는 민감도를 계산하고 그것을 이용하여 목적함수를 달성할 수 있도록 설계변수를 변경한다. 그러나 도함수 계산으로 인한 함수의 연속성 및 미분가능성 등의 제한이 발생하거나, 초기 설정값에 따라 국소 최적값에 수렴할 가능성을 가지게 되는 것이 가장 큰 단점으로 주목되었다. 또한 개개의 특성이 다른 단일 구조들의 조합으로 이루어지는 다변수 시스템에 있어서는 민감도 계산과 개선방향 설정이 복잡해지는 문제점도 있다. 본 연구에서는 이러한 단점을 보완하면서, 설계민감도를 구하지 않고, 자연선택 및 유전법칙에 근거한 병렬형의 전역적인 탐색방법을 사용하는 유전자 알고리즘을 선박용 디젤발전기 시스템의 설계개선과정에 적용하여, 국소최적화를 피하면서 다목적 최적화에 대해서 능동적으로 동적 구조변경을 행할 수 있는 새로운 최적설계기법을 제시하고자 한다.

2. 디젤발전기 시스템의 모델링

선박용 엔진구조물에는 추진축계와 함께 추진을 맡고 있는 주기와는 별도로 선(船)내의 전원을 공급하기 위해 발전설비를 운용하는 엔진구조물이 있어서 이를 특별히 "디젤발전기 시스템"이라 하는데, 디젤엔진과 발전기가 지지대의 판 구조물상에 결합되는 다중구조물의 형태를 하고 있으며 Fig. 1과 같은 구조로 된다. 이 구조물은 대부분의 동적 시스템과 같이 왕복기계 및 회전기계를 포함하고 있어서, 운전 중에는 필연적으로 진동이 발생하게 되고, 또한 이 진동에 의해 생기는 힘이 지지대로 전달되면서 시스템뿐만 아니라 선체에 많은 영향을 주기 때문에 탄성지지가 적용되어 복합적인 동적 시스템 구조를 이루게 된다. 이와 같은 다물체 시스템의 특성에 적합한 동적 구조변경을 시행하기 위해서는 탄성지지를 포함하는 다중구조물의 동특성 분석이 먼저 행해져야 한다.

우선 디젤발전기 시스템이 선체에 설치되는 동적 상태를 고려해보자. 기초를 통하여 탄성체인 선체 등으로 지지되기 때문에 모든 방향의 진동이 고려되는 다자유도계로 된다. 그러나 탄성체의 강성계수가 선체에 비해 상당히 작을 경우, 선체의 강성계수를 무한대로 보고 진동계를 단순화하여 해석하여도 결과는 거의 변하지 않는다. 그래서 보통의 탄성지지계는 간략화 된 진동계로 다루게 된다. 이에 디젤발전기 시스템의 동역학적 모델을 각 물체의 질량 중심에 위치한 직교좌표계(x,y,z)에 대한 3축 방향의 병진 및 회전운동을 갖는 6 자유도계로 모델링 하여 Fig. 2와 같이 구성한다.[4),(5)]

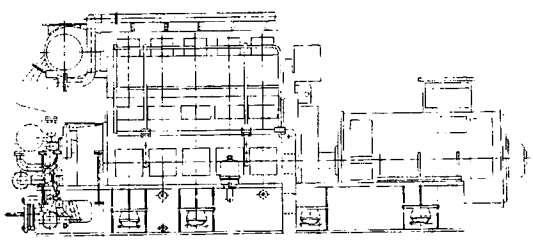

Fig. 1 Diesel Generator system

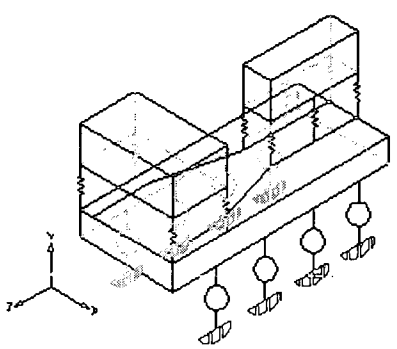

Fig. 2 Rigid Body Model with 3 Bodies

Fig. 2의 모델에 대한 운동방정식을 유도하고 행렬을 이용하여 표현하면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{q}\}+[C]\{\dot{q}\}+[K]\{q\}=\{f\} \quad (1)$$

여기서 $\{q\}$와 $\{f\}$는 각 6×1의 변위 및 힘벡터이며, [M],[C] 및 [K]는 6×6의 질량, 감쇠 및 강성행렬을 나타낸다. 여기서 물체 i와 j를 연결하는 탄성스프링요소의 강성행렬은 연결지점이 거의 동일좌표점 상에 존재하고, 물체의 변형이 아주 작다는 가정을 하여 병진 및 회전 모든 강성을 고려한다. 또한 외력 및 감쇠가 없는 경우, 변위 성분 $\vec{q}=\vec{p}e^{i\omega t}$를 대입하고, $\lambda_i=\omega_i^2$인 대각행렬 λ, 단위행렬 I를 적용하여 다음과 같이 정리한다.

$$([M]^{-1}[K]-\lambda I)\vec{p}=0 \quad (2)$$

식(2)에서는 $\vec{p}\neq 0$이고, $det \parallel ([M]^{-1}[K]-\lambda I) \parallel = 0$일 때만 고유치 λ_i가 존재하고, i차의 고유모드는 고유벡터를 도입하면 다음 식에서 구할 수 있다.

$$([M]^{-1}[K]-\lambda I)\{\Phi_i\}=0 \quad (3)$$

그리고 고유벡터 $\{\Phi_i\}$와 질량, 강성행렬과의 직교조건식을 식(4)와 같이 적용하고, $[M]$에 대해 서로 직교하는 $\{\Phi_i\}$는 임의의 벡터 $\{\nu\}$를 도입하여 식(5)와 같이 표시할 수 있다.

$$\{\Phi_i\}^T[M]\{\Phi_i\}=M_i,\ \{\Phi_i\}^T[K]\{\Phi_i\}=K_i \quad (4)$$

$$\{\nu\}=\alpha_1\{\Phi_1\}+\alpha_2\{\Phi_2\}+\cdots+\alpha_n\{\Phi_n\} \quad (5)$$

식(5)의 양변에 $\{\Phi_i\}^T[M]$을 곱하여 정리하면 식(6)과 같이 되고, α에 대해서 분모를 1이 되도록 정규화시키면 식(7)과 같이 된다.

$$\{\Phi_i\}^T[M]\{\nu\}=\alpha_i\{\Phi_i\}^T[M]\{\Phi_i\} \quad (6)$$

$$\alpha_i=\{\Phi_i\}^T[M]\{\nu\} \quad (7)$$

즉 임의의 변형상태는 고유모드를 어느 비율로 가중한 것으로 표현 가능함을 식(7)에서 알 수 있다. 보통 실험적 모드해석에서는 식(2)~(4)를 이용해서 구조물을 적당한 형태의 힘으로 가진시키고, 응답치를 측정하여 동특성을 파악하게 된다. 또한 구조물의 설계에 있어서 요구되는 동적 특성을 갖는 최적설계를 하거나, 구조변경을 위해서는 민감도해석법을 이용하는 경우가 많은데, 여기서 민감도란 형상, 치수, 재질 등 설계변수의 변화에 대한 고유진동수와 고유모드 또는 동적응답의 변화율, 즉 동특성치의 설계변수에 대한 도함수를 말한다. 설계변수에 대한 동적 특성치의 변화는 비선형이 되는 경우가 많고, 변화량이 매우 작다는 가정하에 보통 1차 감도만을 고려하게 된다. 구조변경에 의한 특성행렬의 변경량을 각각[△M],[△C] 및 [△K]라고 하면, 식(1)을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$[M+\triangle M]\{\ddot{q}\}+[C+\triangle C]\{\dot{q}\}+[K+\triangle K]\{q\}=\{f\} \quad (8)$$

i번째의 고유진동수 ω_i^2의 1차 변화량 $\triangle\omega_i^2$은 식(8)에서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\triangle\omega_i^2=\{\Phi\}^T([\triangle K]-\omega_i^2[\triangle M])\{\Phi\} \quad (9)$$

식(9)의 우변 첫째 항은 포텐셜에너지, 둘째 항은 운동에너지의 감도이며, 각각의 감도분포를 구하면 고유진동수를 정량적으로 조절할 수 있다. 또한 모드행렬 $[\Phi]$의 변화량은 식(10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$[\triangle\Phi]=[\Phi][C] \quad (10)$$

여기서 $C_{ij}=\dfrac{1}{(\omega_i^2-\omega_j^2)}\{\Phi_i\}^T \cdot([\triangle K]-\omega_i^2[\triangle M])\{\Phi_j\}$,

$$C_{ii}=0,\ (i,j=1,\cdots,n) \quad (11)$$

식(10)에서 고유모드 $\{\Phi_i\}$는 정규화 된 것을 사용하며, n은 고려하는 모드의 개수가 된다. 그러나 i,j번째의 고유진동수가 같은 경우에는 식(11)을 적용할 수 없게 된다.

2. 1 동적 최적설계

앞에서 설명된 민감도해석 방법과 일반적인 최적화 알고리즘을 병용하면 구조물의 동적 최적설계를 행할 수 있다. 즉, 요구되는 동특성의 범위 내에서 설계변수에 부여되는 제한조건을 만족하면서 목적함수를 달성하는 설계변수 벡터를 찾는 문제라고 말할 수 있다. 이러한 최적화 문제는 결국 원하는 조건에 수렴할 때까지 설계변수의 수정과 동특성 재해석 과정을 반복해서 수행하는 알고리

즘을 필요하게 된다. 본 연구에서는 유전자 알고리즘을 설계개선과정에 적용하여 동적 최적설계를 실현하고자 한다.

2.2 유전자 알고리즘 (Genetic Algori thm : GA)

최적화 방법으로 미시간 대학의 John Holland에 의해 1975년 처음 제안된 유전자 알고리즘은 Darwin의 진화원리를 모방한 종의 선택과 육종을 통해서 탐색공간 전역에 분포된 유전자들의 적합도를 평가하고, 선택된 우수 개체를 바탕으로 새로운 세대를 만들어 내는 모의진화를 행하면서 최적해를 찾아 나가는 적응 알고리즘이다. 이는 구배(句配)에 기초한 민감도 등을 이용하는 알고리즘과는 달리, 적절한 기호표현(symbolic representation)으로 설계변수들의 해집단을 구성하고, 다점 탐색을 이용하기 때문에 전역적인 해를 구할 가능성이 높으며, 다른 탐색방법에 비해 계산과정에서 효율적인 것이 그 특징이라 할 수 있다. 또한 이는 단순히 이득함수 혹은 목적함수만을 필요로 하여 연속성, 미분가능성 등의 탐색공간에 대한 보조정보를 요구하지 않으며, 기본적인 동작요소들이 어떤 결정론적인 규칙을 따르지 않고, 확률론에 기초를 두고 있기 때문에 같은 초기집단을 사용해도 선택조건에 따라서 서로 다른 결과를 얻을 수 있게 된다.[8]

3. GA를 이용한 동적 구조변경

GA를 이용한 동적 구조변경 방법의 유용성을 구체적으로 나타내기 위해, 본 연구에서는 SSHI-B&W 5L23/30H 디젤엔진이 탑재된 발전기 시스템을 적용하여 구조변경을 행하고 검토하고자 한다. 시스템 중에서도 가장 취약한 부분은 지지대 부분이라고 할 수 있지만, 지금까지는 단지 강성을 충분히 높게 함으로써, 엔진의 축과 발전기의 로터 중심이 어긋나지 않도록 했으며, 지지대 자체의 탄성진동의 영향을 줄여 왔다고 할 수 있다. 하지만 지지대의 자중은 증가하고, 가공 및 설치작업의 효율성과 경제성이 저하되어 큰 문제가 되었다.[3]

디젤발전기 시스템에서 엔진의 회전속도는 전력주파수와 직결되기 때문에 부하변동에 관계없이 이를 일정하게 유지해야 하는 것이 강력히 요구된다. 그에 따라서 기진력의 변동이 발생하고, 시스템의 진동에 직접적인 영향을 주기 때문에 엔진 및 발전기의 특성변화에 능동적으로 대응할 수 있는 지지대의 효율적인 설계기술은 극히 필요하다고 할 수 있다.

3.1 디젤발전기 시스템의 동역학적 모델

고무형 탄성지지를 갖는 디젤발전기 시스템의 동역학적 모델을 설정함에 있어서, 엔진 및 발전기는 질량중심에 위치한 직교좌표계 3축 방향의 병진 및 회전운동을 갖는 강체 6자유도계로, 지지대는 탄성체로 모델링 한다. 또한 각 파트간의 볼트 결합부 및 접촉부는 고정변위 경계조건, 자유도 연성조건을 사용하여 단순화한다. 탄성지지는 감쇠, 비선형성 및 회전강성계수를 고려하지 않았으며, 마운트의 탄성중심에서 주축 방향으로 주파수에 관계없이 일정한 강성계수 값을 가지도록 3개의 선형 스프링을 결합하는 등가계로 모델링 하였다. Fig. 3과 같이 유한요소 모델을 구성하여 모드해석을 행하고, 시스템의 최적화 문제는 식(12)와 같이 정식화하여 표현했다.[7]

$$\begin{aligned} &Minimize\ f=f(x_1, x_2, x_3, \cdots, x_m) \\ &Subject\ to\ g_j(x_1, x_2, x_3, \cdots, x_m) \le \{\bar{g}_j\}, \\ &\qquad (j=1, 2, n) \end{aligned} \tag{12}$$

여기서 $x_1, x_2, x_3, \cdots, x_m$은 물성을 포함한 시스템의 구조적인 형태를 나타내는 일반적인 설계변수들이다. n개의 제한 조건을 만족하는 이 목적함수

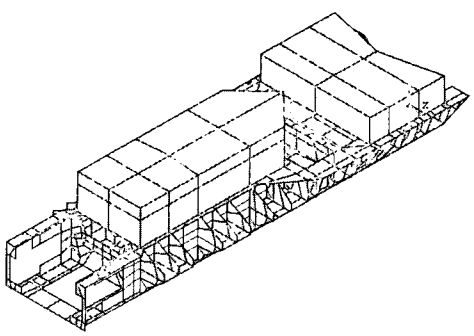

Fig. 3 FEM Model of Diesel Generator system

를 최대화 혹은 최소화시킴으로서 동적 구조변경을 이룰 수 있다.

3.2 고유진동수의 변경

일반적으로 탄성지지 할 경우, 기기의 고유진동수 p는 최저 상용회전수에 있어서의 원진동수ω의 1/3 이하가 되도록 설정한다. 이러한 조건에 벗어나는 경우라도 p는 ω의 $1/\sqrt{2}$ 이하로 유지해야 한다. 이 밖에 중요하지 않은 기진력에 대해서는 무시해도 되지만 p가 ω와 일치하는 것만큼은 피해야 한다. 우선 해석모델로 한 디젤엔진의 관심 기진주파수는 수직 1차 12Hz, 2차 24 Hz, 횡 1차 12Hz인데, 디젤발전기 시스템의 고유진동수의 비를 살펴보면 Table 1과 같고, 기진 주파수에 대한 수직 및 횡모드의 비는 진동절연 최소 요구치 $\omega/\sqrt{2}$에 미치지 못함을 알 수 있다.

본 연구에서는 지지대의 설계개선을 통하여 디젤엔진의 원진동수 12Hz에 근접하는 시스템의 진동수 p가 ω와 일치할 가능성을 없애면서, 시스템의 질량을 최적화하고, 또한 호모로거스 구조설계법을 동시에 적용하여, 무게 중심의 변화에 따른 고유진동수 변화 문제에 능동적으로 대응할 수 있도록 했다.

Table 1. Frequency Ratio

Order	Frequency(Hz)	Mode Ratio	Mode Shape
3	4.8138	–	Rolling
4	8.1560	0.6797	Vertical
5	8.6040	0.7170	Lateral
6	8.6641	–	Pitching
7	11.236	–	Rolling
8	13.523	–	Yawing

3.2.1 GA를 이용한 최적화

본 연구에서 구조물의 동특성 계산은 ANSYS를 이용하고, 5개 영역으로 구분되는 지지대의 판 두께 및 주축중심 좌우대칭으로 4개씩 설치되는 탄성지지의 위치로 설정한 설계변수에 대한 7, 8차 고유진동수 ω_1, ω_2와 목표치와의 차이를 식(13)과 같이 표현한다.

$$\Omega=|10.0-\omega_1|+|13.5-\omega_2| \tag{13}$$

그리고 GA에서 우수개체의 재생성비율을 증가시킬 수 있도록 식(13)을 수정하여 목적함수를 $f(\omega)=C-\Omega$로 나타내었다. 여기서 C는 임의의 상수이고 f가 최소 0이 되지 않게 설정해 둘 필요가 있다. 시스템의 7, 8차 고유진동수를 목표치 10Hz, 13.5Hz로 변화시키면서, 허용응력의 만족, 질량의 최적화 및 무게중심에 대한 진동수 변화를 최소화시키는 목적을 동시에 실현시키기 위해$m_{initial}$을 원계의 질량으로 해서 다음과 같은 구속조건을 적용하였다.

$$\begin{aligned}
&\Psi_1=m-m_{initial}<0,\ m_{initial}: initial\ mass\\
&\Psi_2=\sum_{i=1}^{4}\left\{\left(\sum_{j=1}^{4}\right)/4-\delta_i\right\}^2\le 0.26851\times 10^{-6}\\
&\Psi_3=|\sigma_{ij}|-\sigma_a\le 0,\ \sigma_a: allowable\ stress
\end{aligned} \tag{14}$$

이처럼 주어진 구속조건을 만족하면서 목적함수의 최대화 조건을 탐색하는 제약 최적화 문제는 비제약 최적화문제로 변환시킬 필요가 있다. 그래서 벌칙함수를 채용하여 부등식 제약이 있는 목적함수 $f(\omega)$를 제약이 없는 하나의 적합도 함수로 변환해서 식(15)와 같이 표현하는데, 목적함수의 최대화를 추구하는 이 문제에서 구속조건을 피하지 못하는 개체를 도태시키고자 하기 때문이다. 식에서 C_1, C_2는 임의의 상수이다.

$$Fitness=\frac{C_2}{C_1+f\cdot p\Sigma\{\Psi_i\}^2} \tag{15}$$

3.2.2 호모로거스(homologous) 구조설계법

구조물을 설계하는 경우, 일반적인 요구기능으로서 호모로지설계를 들 수 있다. 이는 상동관계(相同關係)로부터 정의되며, 호모로거스 변형은 변형 전후의 구조형상에 있어서 서로 동일한 형상이 유지되는 것을 말한다.[6] 즉 하중을 받은 후에도 하중을 받기 이전의 일정한 변형형태가 유지되도록 설계 계획을 세우는 것이 호모로거스 구조설계의 개념이다. 두 개의 진동 대칭면이 예측되는 예의 탄성지지 시스템에서 무게중심의 위치가 잘못 추정되어서 부하가 많이 걸리는 마운트가 생기는 경우, 과부하로 인하여 요구되는 기능과 내구성은 저하하게 될 뿐만 아니라 하나의 대칭면을 가지게 되면서 고유진동수의 변화가 생기고 그에 따른 설

계변경이 불가피하게 된다. 그래서 본 연구에서는 호모로거스 구조설계의 개념을 도입하여 초기 시스템의 8개소의 마운트에 걸리는 정적 처짐량을 계산하고, 설계변수에 따른 무게중심의 변화에 능동적으로 마운트 위치를 수정하여 정확한 고유치를 얻을 수 있도록 식(14)에서 Ψ_2를 적용하였다.

3.2.3 탐색절차

GA를 이용하여 다음과 같은 과정으로 최적화를 수행한다.

step 1. (start & generation) : 염색체 길이를 결정하고, 주어진 설계공간 내에서 각 설계변수를 모집단크기만큼 2진수의 1차원 배열로 랜덤하게 생성시킨다. 3.2.1에서 정의된 9개의 설계변수 x_i (i=1, 2, …, 9)를 표현하는데 각 12개의 비트를 사용하였고, 모집단의 크기를 150으로 설정하였다. 따라서 108비트를 가지는 설계변수 벡터 150개가 난수발생기를 통해 생성된다. 각 설계변수를 표현하는 비트수와 모집단의 크기는 주어진 설계변수 범위에서의 최소 변화량과 설계공간의 범위를 나타낸다. 이 값들이 커질수록 최적화의 정확도는 높아지나 효율성은 저하된다.

step 2. (calculation of fitness) : 2진수로 표현된 모든 개체(모집단 크기만큼의 설계변수 벡터)에 대해 ANSYS를 이용하여 모드해석을 수행하고 개개의 적합도를 평가한다.

step 3. (selection, reproduction & mutation) : 각 개체의 적합도에 따른 선택확률은 몬테카를로 선택확률에 준해서 계산하고 이 값을 근거로 교배쌍을 선택하여 교차과정을 거치게 한다. 또한 돌연변이 확률에 따라 특정위치의 비트를 변이시키지만, 가장 좋은 해가 교차나 돌연변이에 의해서 파괴되지 않도록 엘리트 보존전략을 함께 적용한다. 본 연구에서는 선택확률 80%, 돌연변이 확률 0.015%로 하여 새로운 개체의 모집단을 구성할 수 있을 때까지 반복한다.

step 4. (evaluation of fitness) : step 3 에 의하여 새로운 세대가 구성되면 step 2 의 과정으로 되돌아가서 수렴조건을 만족시킬 때까지 반복하고, 이에 따라서 설계변수는 주어진 조건 내에서 최적해로 수렴하게 된다.

3.2.4 최적화 결과

지지대의 초기질량 3039.79kg 이내로 변경질량을 최적화 하면서, 그에 따른 마운트의 최적위치를 찾고, 시스템의 고유치를 변경하는 200세대 동안의 다목적 최적화를 행한 결과를 표로 나타내었다.

Table 2. Design Variable after Modification(mm)

Design Variable		1	2	3	4	5
Value after	Initial	25	10	16	30	50
Modfication	GA	21.13	5.4	11.56	30.72	48.54

Table 3. Frequency after Modification(Hz)

Order of Natural Freq.	Calculation by GA	
	Original	After Modification
7	11.236	10.192
8	13.523	13.500

Table 4. Deflection of Mount(mm)

	1	2	3	4	Ψ_2
Initial	3.57	3.08	3.03	2.86	0.26851×10^{-6}
GA	4.08	3.76	3.78	3.65	0.86655×10^{-7}

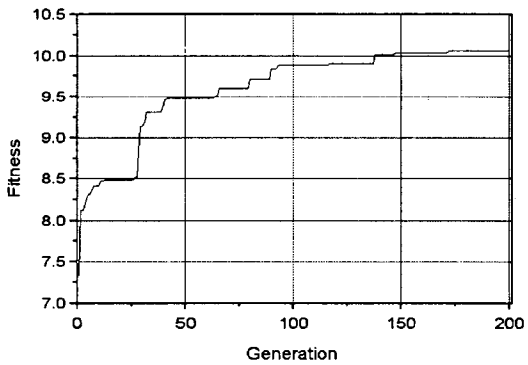

Fig. 4 Fitness variation

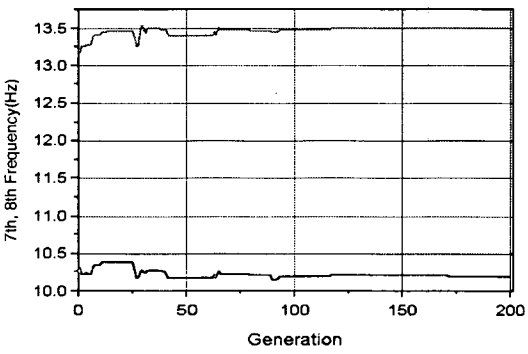

Fig. 5 7th, 8th Frequency variation

Table 2에서는 판 두께의 변화, Table 3에서는 고유진동수의 변화를 나타낸다. Fig. 4는 최적화가 진행되는 동안의 적합도를, Fig. 5는 7, 8차 고유진동수 변화과정을 나타내는데 점차 목표 값으로 수렴해가고 있음을 알 수 있다. 또한 지지대의 질량은 2433.44kg(20% 감소)으로 최적화 될 수 있었고, 호모로거스 구조설계법을 적용한 결과 정적 처짐량의 편차도 Table 4와 같이 최적화 과정에서 개선되었음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 GA에 모드변경 및 호모로거스 설계기법을 적용하여 다중구조물의 동특성을 분석하고, 동시에 구조변경을 통하여 동적최적화 하는 방법을 제안하였다. 본 연구에서 제안한 방법을 디젤발전기 시스템에 적용하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 모드감도를 이용한 동적 구조변경에서는 우선 설계변수에 대한 모드감도를 구해야 하는 복잡한 과정이 필요하지만, GA를 이용하는 방법에서는 설계변수를 직접 바꾸어주는 과정을 취하게 되므로 미분가능성, 연속성 등의 제약을 받지 않고, 문제를 단순화시켜서 전역적인 최적해를 쉽게 찾을 수 있었다.

2) 디젤발전기 시스템에 대한 시뮬레이션을 통해 GA 적용방법의 범용성과 우수성을 확인하였고, 다중설계변수 및 다목적 최적화에 능동적으로 대처할 수 있는 실용성을 확인하였다.

참고문헌

1) Hurty, W. C., "Dynamic Analysis of Structural Sys tems Using Component Modes", AIAA, Vol.3, No.4, pp.50~57, 1965.
2) A. Nagamatsu, Y. Fujita, "Analysis of Vibration by Substructure Synthesis Method", JSME, Vol. 27, No.229, 1984.
3) 이영우, "FEM을 이용한 Gen-Set 시스템의 고유진동해석", 쌍용기술, Vol.10, No.2, 1997.
4) H. Ashrafiuon, C. Nataraj, "Dynamic Analysis of Engine-Mount Systems", Transaction of the AS -ME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 114, 1992.
5) 김성춘, 이돈출, 김의간, "선박용 디젤엔진의 탄성지지계 설계에 관한 연구",한국박용기관학회지, Vol.18, No.5, pp.56~67, 1994.
6) J. Oda, N. Matsumoto, "Design Method of Homologous Structures Using Genetic Algorithm (GA)", 日本機械學會論文集(A編),Vol.59, No.568, 1993
7) E. J. Haug and J. S. Arora, "Applied optimal design, mechanical and structural system", John Wiley & Sons,1976.
8) Goldberg, D. E., "Genetic Algorithm in Search, Optimization, and Machine Learning," Addison-Wesley, pp.1~88, 1989.