

유전자 알고리즘을 이용한 공작기계구조물의 정강성 해석 및 다목적 함수 최적화(II)

이영우*, 성활경**

Static Compliance Analysis & Multi-Objective Optimization of Machine Tool Structures Using Genetic Algorithm(II)

YeongWoo Lee*, HwalGyeong Seong**

*창원대학교 메카트로닉스공학부, **창원대학교 기계공학과

Abstract

The goal of multiphase optimization of machine structure is to obtain 1) light weight, 2) statically and dynamically rigid structure. The entire optimization process is carried out in two phases. In the first phase, multiple optimization problem with two objective functions is treated using pareto genetic algorithm. Two objective functions are weight of the structure, and static compliance. In the second phase, maximum receptance is minimized using genetic algorithm. The method is applied to design of quill type machine structure with back column.

Key words : Pareto Genetic Algorithm(파레토 유전자 알고리즘), Multiple Optimization Problem(다목적 최적화 문제)

1. 서론

일반적으로 기계구조물의 설계최적화에서는 여러 개의 평가요인이 정의된다. 그 중에서 가장 중요한 요인을 목적함수로 정의하고, 제 2, 제 3의 것을 제약조건으로 해서 제 1 목적함수를 최적화하는데, 수치해석을 이용해서 탐색하는 방법이 가장 널리 이용된다. 이러한 설계 최적화 문제는 많

은 국소적 최적해를 실행가능한 설계 영역 내에 포함하게 되고, 또한 평가요인들 사이에는 대부분의 경우 복잡한 관계가 존재하기 때문에, 설계조건을 정의하는 방법에 따라, 그러한 국소적 최적해 중 하나에 수렴하기 쉽고, 전역적인 최적해에 다가선다는 것은 무척이나 힘든 일이라고 할 수 있다. 또한 설계변수의 수가 클 경우 국소적 최적해에 도달하는 것도 많은 시간이 요하게 되는 것임을 미리 생각해두어야 할 것이다.

공작기계와 같은 복합 기계구조물의 성능에 관한 최적설계를 할 경우, 설계자는 보통 가공정도 및 가공능률을 최우선으로 개선하고자 한다. 이들은 공작기계의 정강성 및 동강성에 크게 의존하게 된다. 그래서 지금까지 공작기계의 설계개선 혹은 최적화에 대한 많은 연구가 공작기계의 정강성 및 동강성의 최적화로 이루어지게 된 것이다.

공작기계의 정적, 동적인 많은 특성과 평가요인이 대부분 상호간에 영향을 주고 있고, 그들 사이에는 매우 복잡한 경합 또는 협조관계가 존재하기 때문에, 설계최적화 문제로의 정식화되기 이전에 이들의 관계가 명확하게 정의되어 있지 않으면, 충분한 성능개선은 제한을 받게 될 것이고, 최적화 문제로서 국소적 최적해로의 수렴 가능성은 더욱 높아지게 된다.

전보⁽¹⁾에서는 이러한 문제점을 해결하기 위하여, 다목적 최적화 기법으로 유전자 알고리즘을 사

용하는 다단계적 최적화 방법을 제안했고, 또한 공작기계의 역학적 평가요인 사이의 경합 및 협조관계를 규명하였다. 본 연구에서는 전보의 결과에 기초를 두고 제 1, 2 단계의 최적화 과정을 Back Column 방식의 쉘형 공작기계 구조물의 설계과정에 적용하여 고정도, 고능률화를 위한 다단계적인 최적설계 방법의 유용성을 예증하고자 한다.

2. 다단계 최적화

다단계 최적화에서는 우선 구조물의 초기모델에 대한 정적 최적화 특성이 먼저 구해지고, 제 1 단계 최적화 설계변수로 정의된다. 제 2의 동적인 설계 단계에서 1 단계의 제 1 최적 설계변수군에 따른 제 2의 최적화 특성을 얻게되고, 다시 제 3의 특성이 순차적으로 구해지는 다단계적인 과정을 거치게 된다.

2.1 특성간 관계의 정리

공작기계 구조물의 다단계적 설계최적화를 위해서 전보⁽¹⁾의 정적, 동적 평가요인 사이의 경합과 협조관계를 정리하면 아래와 같다.

(1) 정적인 강성(靜剛性)의 문제는 공작기계 구조부재의 총중량 W_T 와 정킴플라이언스 f_s 의 동시최소화를 목적으로 하는 다목적 최적화 문제로 정의되고, 이들은 Pareto 최적해상에서 서로 경합하는 관계를 이룬다.

(2) 동적인 강성(動剛性)은 결합부의 설계 변경에 의해서 평가될 수 있다. 이는 결합부의 Modal flexibility f_m 이 가장 큰 m 차 고유모드의 감쇠비 ζ_m 의 증대와, f_s 의 감소라는 서로 경합하는 관계에 놓여 있고, 구조물의 m 차 고유모드에서 f_m/f_s 를 최소화함으로써 이 경합관계를 피할 수 있는 설계가 가능하게 된다. 즉 최대 f_m 의 값을 가지는 m 차 고유모드에서 f_m/f_s 의 최소화는 고유모드의 감쇠비 ζ_m 의 최대화와 협조하는 관계를 가진다.

제 1단계에서 정적인 힘에 대한 W_T 및 f_s 의 최소화라고 하는 다목적 최적화 문제에 대한 Pareto 최적해를 구하고, 제 2단계에서 f_m/f_s 의 최소화는 동킴플라이언스의 최대치 $R_{m,max}$ 의 최소화를 통한

결합부의 설계 최적화를 이룸으로서 동적 최적화를 단계적으로 달성할 수 있게 된다.

2.2 정강성(靜剛性) 평가 및 최적화

$f_s(=D/F)$ 는 정강성의 역수로서 표현되고, 구조중량 W_T 와 함께 가장 중요한 정적(靜的) 특성이 되기 때문에, 이들은 동시에 평가될 필요가 있다. 이는 두 목적함수의 최소화 문제로 식 (1)과 같이 정식화 될 수 있고, 가중치를 적용한 식 (2)와 같이 단일목적 함수로 변환할 수 있다. 그리고, 이송부의 최적 중량과 강성을 만족할 수 있도록 판 두께의 제약조건 1에 대응하여 토폴로지 조건을 제약조건 2로 정의하여 효율을 고려하였다.

$$\left. \begin{array}{l} \Psi_{01} = \text{구조물의 총 중량} \\ \Psi_{02} = \text{정킴플라이언스} \end{array} \right\} \Rightarrow \text{최소화} \quad (1)$$

$$\text{제약조건 1 : } t_{ij} - t_{ij}^U \leq 0, \quad t_{ij}^L - t_{ij} \leq 0$$

$$(i=1, 2, \dots, M_s, j=1, 2, \dots, N_i)$$

$$\text{제약조건 2 : } T_{comb} = case_{ijk} \quad (i, j, k=1, 2, 3, 4)$$

$$f = W_1 \frac{f_1}{f_{1a}} + W_2 \frac{f_2}{f_{2a}} \quad (2)$$

또한 정적인 외력 $\vec{F}(x, y, z)$ 는 편의상 단위 힘으로 하고, 가진 및 평가점을 동일 A지점으로 하여 절삭점의 x, y, z 절삭력 방향 절대변위를 다음과 같이 고려하였다.

$$f_s = \|f_{sx}(A, A) + f_{sy}(A, A) + f_{sz}(A, A)\| \quad (3)$$

식 (2)와 같은 다목적 함수의 평가를 위해서는 보다 작은 중량과 보다 큰 강성의 이상적인 특성 즉, 정킴플라이언스와 중량 두 목적함수 사이의 관계 규명이 필요한데, 일반적으로 정적 및 동적 특성의 다목적 최적화 관점에서 이들의 이상적인 최적점은 목적함수 공간상에서 정해지고, 서로 반비례 관계에 놓여 있음을 알아야 한다.

2.3 동강성(動剛性) 해석

2.3.1 킴플라이언스

Fig. 1의 1 자유도 점성계에 외부로부터 시간에 따라서 변화하는 기진력(Exciting Force)이 작용하는 경우, 운동방정식을 식 (4)와 같이 쓸 수 있다.

$$m\dot{x} + C\dot{x} + kx = f(t) \quad (4)$$

외력이 다음과 같은 조화기진력이라고 해보자.

$$f(t) = Fe^{j\omega t} \quad (5)$$

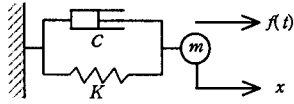


Fig. 1 Viscous Damping System

이 경우의 응답은 두 해의 합으로 이루어지고, 일반해에 해당되는 부분은 감쇠비 $\zeta < 1$ 일 때 각진동수의 감쇠진동으로, 시간이 지남에 따라 감소해서 소멸하게 된다. 한편 특별해는 기진력과 동일한 조화함수로 남게 된다.

그래서 기진력과 응답의 비 중 주파수 ω 의 성분 G 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$G(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1/k}{1 - \beta^2 + 2j\zeta\beta} \quad (6)$$

$$= \frac{1 - \beta^2 - 2j\zeta\beta/k}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \quad (\text{단 } \beta = \omega/\Omega)$$

식 (6)은 복소수로 표현되기 때문에, 그대로 이용하기보다는 크기와 위상(Amplitude, Phase) 혹은 실수, 허수부(Real, Imaginary Part)로 분리한 아래와 같은 형태를 이용하게 된다.

$$|G| = \frac{1/k}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}}, \quad \tan \phi = -\frac{2\zeta\beta}{(1 - \beta^2)} \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} G_{re} &= \frac{(1 - \beta^2)/k}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \\ G_{im} &= \frac{-2\zeta\beta/k}{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

이것은 식 (5)에서 보여주듯이 기진력 $f(t)$ 가 처음부터 ω 의 성분밖에 포함되지 않은 특별한 조화함수의 경우에 대해 미분방정식을 풀어서 응답을 구한 것이 된다. 식(6)~(8)는 출력 응답과 입력 기진력의 비, 즉 단위진폭의 기진력에 대한 응답진폭을 각 진동수 ω 의 복소함수형으로 표현한 것이다. 일반적으로 이와 같이 출력과 입력의 비로서 물리적 현상의 전달상태를 나타내는 것을 전달함수(Transfer Function)라고 부른다. 그리고 이 식들의 분모는 무차원 량이고, G 는 스프링강성의 역수 단위를 가지며, 동(動)컴플라이언스 또는 컴플라이언스라 하며, 리셉턴스(Receptance)라고도 한다.

2.3.2 동강성(動剛性)

앞 절의 전달함수에서 동강성은 컴플라이언스

의 역수 $1/G$ 은 식(6)에 의해

$$1/G = F/X = k(1 - \beta^2 + 2j\zeta\beta) \quad (\text{단, } \beta = \omega/\Omega) \quad (9)$$

먼저 크기와 위상으로 분리해서 쓰면,

$$1/G = |1/G|e^{j\phi} \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} |1/G| &= k\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\zeta\beta)^2}, \\ \tan \phi &= \tan(-\phi) = 2\zeta\beta/(1 - \beta^2) \end{aligned} \right\}$$

또한 실수와 허수부로 분리해서 쓰면,

$$1/G = (1/G)_{re} + (1/G)_{im} \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} (1/G)_{re} &= k(1 - \beta^2), (1/G)_{im} = 2k\zeta\beta \end{aligned} \right\}$$

동강성은 컴플라이언스의 역수이지만, 식(11), (8)이 서로 다름을 알 수 있다. 이는 실수와 허수부로 분리했을 때, 역수관계가 성립하지 않음을, 즉 다음과 같은 관계에 주의해야 함을 보여준다.

$$(1/G)_{re} \neq 1/G_{re}, \quad (1/G)_{im} \neq 1/G_{im}$$

이상의 요인을 이용해서 공작기계 구조물의 정강성과 동강성을 평가할 수 있다. 절삭점에서의 리셉턴스 주파수 응답의 어떤 진동수 ω 에서의 절삭력 방향의 기진력 F 와 절삭점의 공구와 공작물의 상대변위 X 에 관한 전달함수 G 는 비례감쇠계로 근사하여 식 (6)을 다음과 같이 표시 할 수 있다.

$$R(\omega) = \frac{X}{F}(\omega) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{f_m}{1 - (\frac{\omega}{\omega_m})^2 + 2j\frac{\omega}{\omega_m}\zeta_m} \right) \quad (12)$$

여기에서 j 는 허수, ω_m, ζ_m 은 m 차 고유모드에 있어서 고유진동수와 감쇠비이다. $f_m (= 1/k)$ 은 절삭점에서의 기진력과 변위 사이의 Modal Flexibility이고, 다른 고유 모드가 존재하지 않을 때, m 차 고유 진동수에서의 리셉턴스 값은 식 (12)로부터 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$R(\omega) \cong \frac{-jf_m}{2\zeta_m} + \sum_{n=1, n \neq m}^{\infty} \left(\frac{f_m}{1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2} \right) \quad (13)$$

식(12)의 ω 에 0을 대입한 $R(0)$ 은, 정컴플라이언스 f_s 와 등가이기 때문에, Modal Flexibility f_m 과 정컴플라이언스 f_s 사이에는 전체 고유모드에 걸쳐서 다음 식이 성립하게 됨을 알 수 있다.

$$f_s = \sum_{m=1}^{\infty} f_m \quad (14)$$

2.4 동강성(動剛性) 평가 및 최적화

동적 최적화에 있어서는, 정적으로 구현된 최적화 모델을 대상으로 유전자 알고리즘을 적용하여 최적화를 실시한다. 동강성의 최대화라는 단일 목적함수를 가지기 때문에 최적화 알고리즘의 적용이 용이하고 또한 해가 국소적인 최적치에 수렴할 가능성도 작아지게 된다.

Fig. 2의 본 연구에 적용되는 Back Column 방식의 킬형 공작기계 구조물은 운동 특성에 따라 연결부를 가지고, 여러 연결부가 포함되는 이 시스템에서 결합부의 특성은 상당한 영향력을 가지게 된다. 결합부의 감쇠효과 증가는 결합부 강성의 저하 즉, f_s 의 증가를 초래할 수 있고 이는 결합부에 축적되어지는 복원에너지의 분포 비율이 크게 되는 것을 의미하기도 한다. 그리고 m 차 고유모드에 있어서, 결합부에서의 복원에너지 분포 비율이 크게 되면, ζ_m 이 증가하게 되고, 이는 리셉턴스의 최대치 $R_{m, max}$ 를 얻을 수는 있지만 정컴플라이언스의 바람직하지 못한 증가를 가져오게 하는 서로 상반되는 관계를 만든다. 그래서 적절한 감쇠비의 설정은 정강성 및 동강성의 최적화를 동시에 만족할 수 있는 해를 구할 수 있게 한다. 즉, 감쇠효과를 매개 변수로 해서 리셉턴스의 최대값을 최소화하면서 정컴플라이언스의 증가량을 최소화하는 문제는 다목적함수의 문제가 된다.

제 1단계에서 정적으로 안정화 된 모델에 식(6)의 동컴플라이언스 $G(\omega)$ 를 목적함수로 정의하고 동강성 평가함수의 최소화 문제로 다음과 같이 제 2단계 문제를 정식화한다.

$$\text{Minimize } \Psi_2\{ G(\omega) \}$$

$$\text{Subject to } C_{ij} = x_j - x_j^U \leq 0, \quad (15)$$

$$C_{ij} = x_j^L - x_j \leq 0, \quad i=1,2 \quad j=1,2,3$$

단위 조화기진력을 x 방향으로 적용하고, 또한 유전자 알고리즘을 이용, 최적화를 수행하기 위하여 제 2단계 목적함수를 다음 식과 같이 변환한다.

$$\Psi_2 = R_{m, max} \quad (16)$$

여기서 $R_{m, max}$ 는 가진(加振)점 자신의 동컴플라이언스를 평가하는데 있어서, 전체 고유모드에 대한 리셉턴스의 최대값이다. 그리고 유전자 알고리즘을 이용하여 전역적인 최적값을 탐색할 수 있도록 적합도 함수(Fitness Function)를 다음과 같이

정의한다.

$$\text{Fitness} = \frac{C_1}{C_2 + \Psi_2}$$

where C_1, C_2 : Constant

Ψ_2 : Object Function for Optimization step

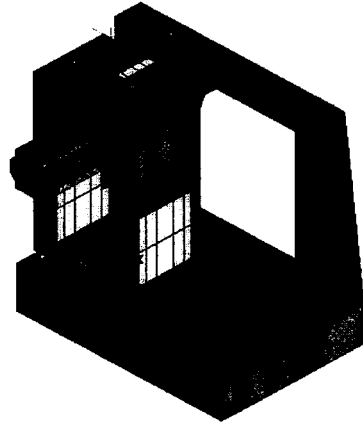


Fig. 2 Simulation Model of Back Column & Quill Type High-Speed Line Center

3. 적용례

본 연구의 제 1단계 최적화 과정에서 사용된 설계변수는 12 종류로 분류된다. 이는 베이스, 칼럼, 크래들 및 킬을 구성하는 평판 요소 두께의 서로 다른 영역에 해당되는 것으로 $x_1 \sim x_9$, 그리고 동적 성능에 큰 영향을 줄 수 있는 이송부 중량의 최적화에 효과적으로 대응할 수 있도록 토폴로지 최적화를 적용하여 $x_{10} \sim x_{12}$ 로 정의했다. 그 형상은 Fig. 3과 같이 Case 1,2,3의 각 4 종류의 형상을 고려하였다.

또한 제 1단계 최적화 특성을 바탕으로 하는 제 2단계에서의 제 2 설계변수군을 베이스와 칼럼, 칼럼과 크래들, 백 칼럼과 칼럼 그리고 크래들 및 킬의 연결부 감쇠능을 $C_1 \sim C_9$ 으로 정의했다.

$0.005 \leq x_1 \leq 0.025$	$0.030 \leq x_7 \leq 0.050$
$0.005 \leq x_2 \leq 0.030$	$0.035 \leq x_8 \leq 0.055$
$0.010 \leq x_3 \leq 0.030$	$0.040 \leq x_9 \leq 0.060$
$0.015 \leq x_4 \leq 0.035$	$0.001 \leq x_{10} \leq 0.005$
$0.020 \leq x_5 \leq 0.040$	$0.001 \leq x_{11} \leq 0.005$
$0.025 \leq x_6 \leq 0.045$	$0.001 \leq x_{12} \leq 0.005$

$$\begin{aligned}
0.50 \times 10^5 &\leq C_1 \leq 0.85 \times 10^6 \\
0.10 \times 10^2 &\leq C_2 \leq 0.55 \times 10^4 \\
0.10 \times 10^2 &\leq C_3 \leq 0.90 \times 10^4 \\
0.30 \times 10^4 &\leq C_4 \leq 0.55 \times 10^6 \\
0.10 \times 10^3 &\leq C_5 \leq 0.10 \times 10^5 \\
0.10 \times 10^3 &\leq C_6 \leq 0.10 \times 10^5 \\
0.30 \times 10^4 &\leq C_7 \leq 0.55 \times 10^6 \\
0.10 \times 10^3 &\leq C_8 \leq 0.10 \times 10^5 \\
0.10 \times 10^3 &\leq C_9 \leq 0.10 \times 10^5
\end{aligned}$$

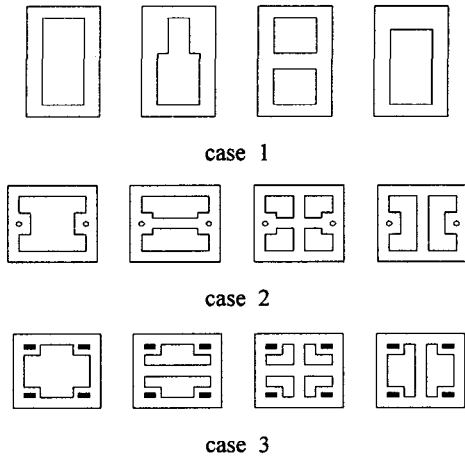


Fig. 3 Design Parameter for Optimum Topology Problem

3.1 Pareto GA for Multi-objective Optimization

파레토 최적해는 비지배적인 해의 집합을 만들어 내면서 적어도 다른 하나의 목적함수를 손상시키지 않고서는, 목적이 개선되지 않는 해이다. Fig. 4에서 f_s 와 W_T 양자의 최소화에 관한 다목적 최적화 문제의 파레토 최적해 탐색과정을 볼 수 있다. 이 파레토 최적해의 특성은, 구조부재에 대한 제 1 단계 최적화 특성에 대응한다. 실제의 기계 구조물에 있어서는 원점으로부터의 화살표 방향으로 후퇴한 실행가능 영역 상에서 설계해를 가진다. 여기서, 원점으로부터 보다 긴 거리는 특성의 보다 큰 저하를 의미하는데 원점으로부터 짧은 거리를 가지는 파레토 최적해상의 설계해는 일반적으로, 작은 중량과 큰 강성을 가지는 설계에 상응한다.

특히 판형 구조부재를 사용하는 경우, 즉 넓은 단면 폭과 얇은 벽 두께를 가지는 부재의 적용에 해당하게 되고, 그와 같은 설계에 있어서는 통상, 큰 국소 변형이 발생할 수 있으며, 이를 피하는 설계는 Fig. 4에서 볼 때 원점으로부터 최소의 거리

를 가지는 파레토 최적해의 영역을 벗어나는, 즉 이상특성으로부터의 특성의 저하량이 크게 되는 실제적인 설계가 됨을 알 수 있다. 그러나 가장 바람직한 동특성을 가지는 설계해는, 원점으로부터 최소거리를 가지는 파레토 최적해 상에 존재한다.

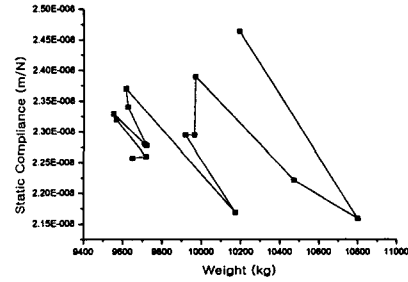


Fig. 4 Pareto Optimal Solution

파레토 GA를 이용한 제 1 단계, 120세대 동안 최적화를 행한 결과 Table 1에서 볼 수 있듯이 정점플라이언스 f_s 는 $0.226 \times 10^{-7} m/N$, 최적화 된 중량 W_T 은 9642 kg이었다. 그리고 Column, Cradle 및 Quill로 이루어지는 이송부의 중량을 살펴보면, 4360.4 kg에서 2620.0 kg으로 약 39.9%의 중량감소가 이루어졌음을 알 수 있다. 또한 과정 중의 전체 중량 및 정점플라이언스의 관계를 Fig. 5에서 볼 수 있다.

Table 1 Optimized Results in Static Optimization Step

		Before Optimization	After Optimization
Compliance(m/N)		0.317×10^{-7}	0.226×10^{-7}
Weight (kg)	Total	14215.00	9642.00
	Base & B_Column	9289.30	6456.90
	Column	3088.20	1547.20
	Cradle	707.44	456.10
	Quill	564.73	616.73

3.2 GA for Dynamic Optimization

절삭하중에 의해 발생하는 변형은 부재 사이에서 전달되는 힘의 유동(Force Flux)의 결과로 발생한다. 따라서 변형을 보다 현실적으로 예측하기 위해서는 각 부재들 사이의 집합부 모델이 필요하게 된다. 또한 정력학적 해석에 비해서 동력학적 해석은 시간 및 주파수의 증분에 따라 반복적인 해석이 수행되어야 하기 때문에 시간을 많이 요하게

된다. 제 1단계에서 최적화 된 조건 및 형상 특성을 가지는 Fig. 2의 유한요소 모델에서 제 2단계의 동역학적 최적화를 위한 결합부의 특성을 평가하기 위하여 TSDA요소(Translational Spring-Damper Element)가 적용되었다. 이 부분에서 스프링 상수 값은 THK 모델의 실험값을 이용하고, 제 2 설계변수군의 감쇠값을 적용하여 계산하였다.

유전자 알고리즘을 이용하여 15세대 동안 최적화를 행한 결과 동컴플라이언스 R_{mx} 는 다음과 같이 최적화 되고 있음을 알 수 있었다.

$$R_{mx}(Non-Damping)=0.1089 \times 10^{-5}$$

$$\Rightarrow R_{mx}(Optimized\ with\ Damping)=0.2270 \times 10^{-6}$$

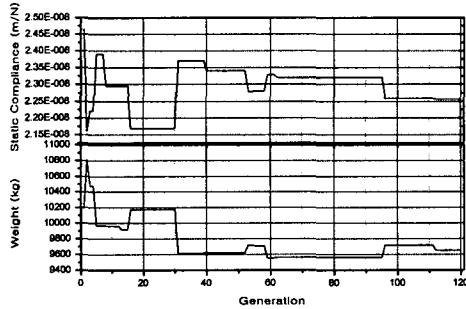


Fig. 5 Weight and Static Compliance Relationship

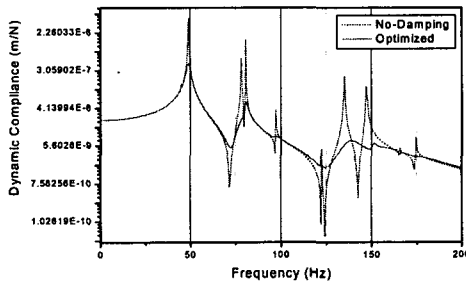


Fig. 6 Optimized Dynamic Compliance $R_{m,max}$

4. 결론

본 연구에서는 기계구조물의 정특성 및 동특성을 단계별로 구해서 최적화 하는 다단계 최적설계법을 Back Column 방식의 쉘형 공작기계 구조물에 적용하여 방법론의 유용성을 증명했다.

제 1단계에서 파레토 GA를 적용하여 국소 최적화를 피하면서 정컴플라이언스 및 중량을 동시

에 최소화하여 정특성을 구할 수 있었다.

제 2단계에서는, 제 1단계의 설계특성에 대하여 결합부의 감쇠계수를 새로운 설계변수군으로 정의하고, 전 주파수 영역에서 동컴플라이언스의 최대치의 최소화를 통해 최적화 된 동특성을 구할 수 있었다. x 방향의 동컴플라이언스의 값이 5차 및 7차 모드에서 상대적으로 높은 값을 가지고 있었고, 최적화 과정 중 현저하게 개선되고 있음을 알 수 있었다.

참고문헌

1. 이영우, 성활경, "유전자 알고리즘을 이용한 공작기계구조물의 정강성 해석 및 다목적함수 최적화(1)", 한국공작기계학회 2000년도 추계학술대회논문집, pp. 443-448, 2000
2. F.Y.Cheng, Fellow, ASCE, DAN Li, "Multi-objective Optimization Design with Pareto Genetic Algorithm", J. of Structural Eng., Vol.123, No.9, pp.1252-261, 1997
3. D.E. Goldberg, "Genetic Algorithm in Search Optimization and Machine Learning", Addison-Wesley Publishing Company, Inc., pp.1-88, 1989.
4. M. Yoshimura, "Design Optimization of Machine-tool Dynamics Based on an Explanation of Relationships between Characteristics (1st Report)", JSPE. Vol. 53, No. 4, pp601-606, 1987
5. M. Yoshimura, Y. Takeuchi, K. Hitomi, "工作機械構造物の多層最適設計", 日本機械學會論文集 (C編), 50卷, 459号, pp.2210-2218, 1984
6. 이영우, 성활경, "유전자 알고리즘을 이용한 공작기계구조물의 다단계 동적 최적화", 한국정밀공학회 2000년도 춘계학술대회 논문집, pp. 1027-1031, 2000
7. 이영우, "유전자 알고리즘을 이용한 공작기계구조물의 다단계 및 다목적 최적화에 관한 연구", 창원대학교 박사학위논문, 2001
8. M. Yoshimura, T. Kondo and K. Kosugi, "Identification of Equivalent Spring Stiffness and Damping Coefficients in Sliding Joints by Simplified Slide Models", 精密機械, 47卷, 10号, pp. 1203-1209, 1981