

유전자 알고리즘 기반 다단계 최적설계 방법을 이용한 웨이퍼 단면 연삭기 구조물의 경량 고강성화 최적설계

박현만*(창원대학교 대학원), 최영휴(창원대학교 기계설계공학과)
최성주, 하상백, 곽창용(한국공작기계(주))

Structural Design Optimization of a Wafer Grinding Machine for Lightweight and Minimum Compliance Using Genetic Algorithm

H. M. Park (Graduate Student, Changwon National Univ.),
Y. H. Choi (Dept. of Mechanical Design and Manufacturing, Changwon National Univ.),
S. J. Choi, S. B. Ha, C. Y. Kwak (Hankook Machne Tools Co. Ltd)

ABSTRACT

In this paper, the structural design optimization of a wafer grinding machine using a multi-step optimization with genetic algorithm is presented. The design problem, in this study, is to find out the optimum configuration and dimensions of structural members which minimize the static compliance, the dynamic compliance, and the weight of the machine structure simultaneously under several design constraints. The first design step is shape optimization, in which the best structural configuration is found by getting rid of structural members that have no contributions to the design objectives from the given initial design configuration. The second and third steps are sizing optimization. The second design step gives a set of good design solutions having higher fitness for lightweight and minimum static compliance. Finally the best solution, which has minimum dynamic compliance and weight, is extracted among those good solution set. The proposed design optimization method was successfully applied to the structural design optimization of a high precision wafer grinding machine. After optimization, both static and dynamic compliances are reduced more than 92% and 93% compared with the initial design, which was designed empirically by experienced engineers. Moreover the weight of the optimized structure are also slightly reduced than before.

Key Words : Optimum design(최적설계), Genetic algorithm(유전알고리즘), Grinding Machine(연삭기), Static compliance(정적 컴플라이언스), Dynamic compliance(동적 컴플라이언스)

1. 서론

공작기계를 사용하는 산업체의 생산성과 품질 향상 요구가 점증함에 따라 공작기계는 점차 경량화, 고속화, 고정밀화 되고 있다. 공작기계를 고속화하기 위해서는 구조설계 관점에서 보면 경량화와 고강성화 설계가 이루어져야 한다. 그런데 흔히 구조가 경량화 되면 구조강성은 약해져서 변형과 진동이 과도하게 발생하게 된다.

이러한 과도한 진동과 변형은 공작기계의 가공 정밀도를 떨어뜨리는 주요한 요인이다. 그러므로 고속, 고정밀 공작기계의 구조를 설계하기 위해서는 서로 상충되는 설계목표인 중량과 강성을 적절하게 절충하여 최적화해야 한다.

본 연구에서는 웨이퍼 단면 연삭기 구조물의 경량화 고강성화 최적설계를 위하여 가변별점함수 유전 알고리즘을 이용한 다단계 최적설계방법을 적용하였다.

2. 설계문제 정식화

2.1 설계문제 정의

본 연구의 구조설계 최적화 문제는 중량을 최소화시키면서 반대로 정적 및 동적 구조강성 등을 최대화시키는 문제이다. 구조강성의 역수인 컴플라이언스를 도입함으로써 본 설계문제는 모든 성능함수를 최소화시키는 문제로 단순화시킬 수 있다. 또한 가중치 방법을 사용하여 다목적함수 최소화 문제를 다음 식과 같이 단일목적함수 최적화문제로 변환할 수 있다.

$$\text{minimize } f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^4 W_i \frac{f_i(\mathbf{x})}{f_i^*} \quad (1)$$

$$\text{subject to } g_i(\mathbf{x}) \leq 0, \quad i=1, 2, \dots, q \quad (2)$$

위에서 $f_1(X)$ 는 구조중량, $f_2(X)$ 는 정적 컴플라이언스, $f_3(X)$ 는 동적 피크 컴플라이언스, $f_4(X)$ 는 운전속도 영역에 걸친 동적 컴플라이언스 값의 적분이며, 이들 목적 함수들에 대한 설명과 유도식은 2002년 한국정밀공학회 춘계학술대회 「동적 별점함수 유전 알고리즘과 다단계 설계방법을 이용한 공작기계 구조물의 설계 최적화」에서 다룬 바 있다. 위의 세부 목적함수들은 모두 설계변수, $X = X(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 를 내포한 함수이고, 설계단계별로 약간씩 달라질 수 있다. 그리고 f_i^* 는 각각 i -번째 목적함수에 대한 스케일링 인자이고, W_i 는 $\sum_{i=1}^4 W_i = 1$ 인 가중치이며, $g_i(\mathbf{x})$ 은 i -번째 구속수이다. $X = X(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 는 설계변수 벡터이고, x_i 는 i -번째 설계변수로서 구조부재의 두께이다.

3. 가변 별점함수 유전알고리즘

3.1 가변 별점함수

본 연구에서는 기존의 정적 별점함수와 달리 구속조건 위반 회수와 위반 수준을 모두 고려하는 다음 식과 같은 가변 별점함수를 도입한다.

$$p(\mathbf{x}) = \varepsilon \cdot [c_1 \times p_1(\mathbf{x}) + c_2 \times p_2(\mathbf{x})] \quad (3)$$

$$\text{위에서, } p_1(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{g_i(\mathbf{x})}{g_i^*} \right)^2$$

$$p_2(\mathbf{x}) = \delta \frac{1}{\Phi^*} \sum_{i=1}^n \Phi_i(\mathbf{x})$$

위의 식 (3)에서 $\Phi_i(\mathbf{x})$ 는 i -번째 구속조건에 대한 별점으로서 구속함수가 구속조건을 초과하는 개수를 나타내는 값이고, $g_i(\mathbf{x})$ 는 구속조건이 기준을 초과하는 정도 또는 수준을 나타내는 양이며, ε 은 최대화와 최소화를 구분하는 1과 -1을 나타내는 지시 값이다. 그리고 c_1 과 c_2 는 합이 1인 가중치 값이며, g^* 와 Φ^* 는 각 항목들의 전체 별점함수에 대한 민감도를 정규화하기 위한 스케일인자이다.

3.2 적합도 평가 및 탐색조건

다음 (4)식과 같이, 각 세대별로 개체 집단에 대하여 목적함수 f 와 구속조건 위배정도 p 를 역수를 취하여 그것을 합한 값으로 적합도를 정의하였으며, 세대가 지날수록 적합도가 높은 개체가 선택된다.

$$\text{fitness} = r_1 \times \frac{1}{f} + r_2 \times \frac{1}{p} \quad (4)$$

여기서 g_1 과 g_2 는 합이 1인 가중치이다.

유전알고리즘의 유전자 조작 및 최적개체 탐색 조건은 Table 1과 같이 정하였다.

Table 1. Parameters for the genetic algorithm

Pop. size	No. of Generation	Crossover		Mutation probability	Selection operator
		Probability	Operator		
50	100	80%	2-point	0.01%	roulette wheel

3.3 최적화 프로그램

설계변수의 전역 최적값을 탐색하기 위하여 Fig. 1과 같이 유전 알고리즘을 이용한 최적값 탐색 프로그램을 작성하였다. 개체집단에 대한 전체 구조물 중량 및 절대 컴플라이언스 계산은 상용 F.E.M 패키지인 ANSYS (Rev. 5.6)를 사용하였다.

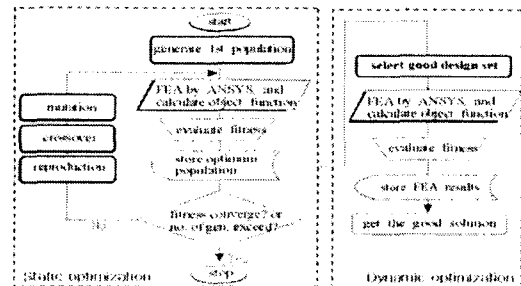


Fig. 1 Flow-chart of the optimization program

4. 다단계 최적설계

본 연구의 다단계 최적설계 과정은 3단계로 이루어진다. 제 1단계는 각각의 부재 단면형상 최적화 단계이고, 제 2단계와 3단계는 전체 연삭기 구조물의 정적설계 최적화 단계와 동적설계 최적화 단계이다.

4.1 제 1단계: 단면 부재형상 배치 최적화

Fig. 2는 웨이퍼 단면 연삭기 전체구조물의 유한요소 모델이다. 제 1단계 최적화의 목적함수는 컴플라이언스와 구조물 중량이며, 정적 및 동적 최대변형 한계와 1차 고유진동수 한계, 제거될 수 없는 특별한 단면 등이 제한조건으로 부과된다. 바닥 면의 외곽 단면부재는 제거될 수 없도록 제한하였다. 초기 단면형상의 모든 부재 두께는 25mm로 설정하였다. 최적화 과정에서 임계면적(critical area)보다 작은 값을 가지는 단면 부재는 제거된 것으로 간주한다.

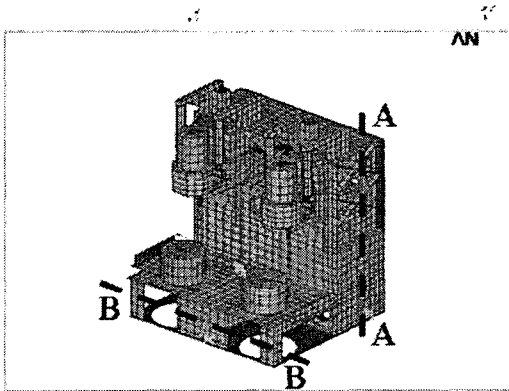


Fig. 2 F.E.M model of a wafer grinding machine

Fig. 3은 연삭기 구조물의 단면 부재형상 배치 최적설계를 위한 유한요소 모델이다. 상부 칼럼 부분(A-A단면)의 보강 부재들과 테이블 부분(B-B단면)의 보강 부재들을 설계 변수로 설정하였으며, 보강 부재 배치 최적화 단계를 거쳐 구조강성 측면에서 가장 유리한 보강 부재 배치를 찾아내었다.

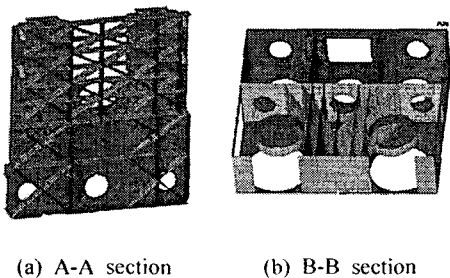


Fig. 3 F.E.M. model for the shape optimization

Fig. 4는 최적 설계 후의 단면 부재형상 배치를 보여주고 있다.

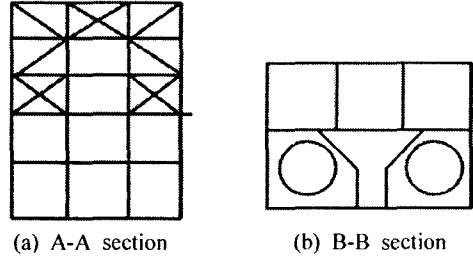


Fig. 4 Optimum shape of ribs from the 1st design step

4.2 제 2단계: 정적설계 최적화

정적설계 최적화단계의 문제정의는 다음과 같다.

Find $\mathbf{x}(s_1, s_2, s_3, s_4)$

to minimize:

$$f = W_1 \frac{f_1}{f_1^*} + W_2 \frac{f_2}{f_2^*} + W_3 \frac{f_3}{f_3^*} \quad (5)$$

Subject to: $g_1(x): f_1 \leq 0.01(\mu\text{m}/N)$

$g_2(x): f_2 \leq 0.01(\mu\text{m}/N)$

$g_3(x): 1550(\text{kg}) \leq f_3 \leq 1650(\text{kg})$

and dimensional constraints

정적설계 최적화단계에서는 상부 주축단의 정적 절대 컴플라이언스(f_1)와 하부 테이블 절삭점의 정적 절대 컴플라이언스(f_2), 그리고 전체구조물의 중량(f_3),을 최소화시키는 것을 목적으로 한다.

$\mathbf{x}(s_1, s_2, s_3, s_4)$ 는 설계변수로서 전체 구조물의 단면 부재들의 두께이다. Fig. 5에 단면형상 최적화 단계를 거쳐 결정된 각 단면별 최적단면 형상과 2, 3단계 설계최적화 과정에 필요한 설계변수들을 표시하였다.

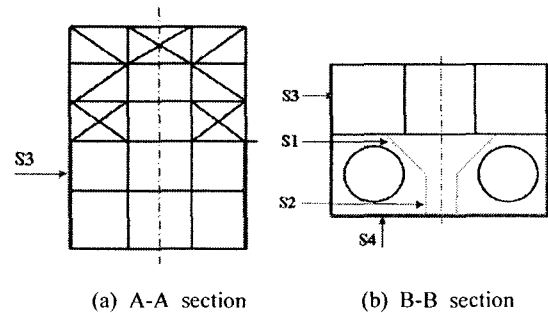


Fig. 5 Optimum section shape of each direction and design variables for the 2nd and 3rd design steps

식(5)에서 W_1, W_2, W_3 는 총합이 1인 가중치이며, $W_1=W_2=0.4, W_3=0.2$ 로 하여 중량에 비해 강성의 가중치를 더 크게 두었다. f_1^*, f_2^*, f_3^* 는 스케일 인자(scale factor)이다.

구속조건으로는 전체 구조물 중량(f_3)의 탐색영역을 제한하였고, 정적 절대 컴플라이언스(f_1, f_2)의 탐색영역도 $0.01 \mu\text{m/N}$ 이하로 제한하였다. 설계변수들의 치수 제한조건은 설치공간, 가공 및 조립작업 공간, 부재간의 간섭회피 조건 등을 고려하여 다음의 Table 2와 같이 설정하였다.

Table 2. Dimensional Constraints (unit: mm)

	s1	s2	s3	s4
Dimensional constraints	$15 \leq s1 \leq 35$	$15 \leq s2 \leq 35$	$15 \leq s3 \leq 35$	$15 \leq s4 \leq 35$

4.3 제 3단계: 동적설계 최적화

동적설계 최적화 단계는 정적설계 구속조건을 만족하는 적합해 집단(feasible solution set) 중에서 동적 컴플라이언스와 구조중량을 최소화시키는 최적해를 구하는 과정이며, 설계문제는 다음과 같이 정의한다.

Find $\mathbf{x}(s_1, s_2, s_3, s_4)$

To Minimize:

$$f = W_{d1} \frac{f_{d1}}{f_{d1}^*} + W_{d2} \frac{f_{d2}}{f_{d2}^*} + W_{d3} \frac{f_{d3}}{f_{d3}^*} + W_{d4} \frac{f_{d4}}{f_{d4}^*} \quad (6)$$

Subjected to: the same constraints as the static case.

여기서, f_{d1} 는 전체 구조물의 중량, f_{d2} 는 동적 절대 컴플라이언스 피크(peak) 값들의 합, f_{d3} 는 동적 절대 컴플라이언스의 최대 피크 값, 그리고 f_{d4} 는 동적 절대 컴플라이언스 함수의 면적이다. 그리고 $W_{d1}, W_{d2}, W_{d3}, W_{d4}$ 는 총합이 1인 가중치이며, $W_{d1}=0.1, W_{d2}=W_{d3}=W_{d4}=0.3$ 으로 하여, 중량에 비해 강성의 가중치를 더 크게 두었다. $f_{d1}^*, f_{d2}^*, f_{d3}^*, f_{d4}^*$ 는 스케일 인자이다.

일반적으로 동적설계는 정적설계조건 만족이 전제된 최적화이므로 본 연구에서는 정적 최적설계 단계에서 구한 적합해(feasible solution set) 집단 중에서 적합도가 상대적으로 높은 우량해 집단(good solution set)을 선택하고, 그것을 대상으로 동적설계 최적화를 수행하여 최적해를 구하였다.

5. 최적설계 결과 및 검토

5.1 설계변수 비교

Table 3에 최적설계 전·후의 설계변수를 비교하였다.

Table 3. Comparison of design variables [mm]

	Design variables			
	s1	s2	s3	s4
Before optimization	20	20	20	20
After optimization	22	20	20	23

5.2 중량 및 절대 컴플라이언스 비교

최적화 이전과 이후의 전체 구조물 중량과 상부 주축단에서의 절대 컴플라이언스를 비교하여 Table 4에 나타내었다.

Table 4. Comparison of the weights and compliance

	Compliance [$\mu\text{m/N}$]		Weight [kg]
	Static	Dynamic	
Before optimization	0.00955	0.04219	1603
After optimization	0.00077	0.00290	1627

위의 결과를 보면, 최적화 이후에 구조물의 전체 중량은 약 1.5% 증가하였으나, 정적, 동적 컴플라이언스는 초기설계에 비하여 각각 90% 이상 감소한 것을 알 수 있다.

아래의 Fig. 6에는 초기설계 모델과 최적설계 모델에 대한 주축단의 컴플라이언스 선도를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 초기설계 모델에 비해 최적설계 모델의 컴플라이언스가 현저히 감소되었다. 즉, 본 연구에서 수행한 보강 부재 배치 및 두께 최적화 과정을 통하여 웨이퍼 단면 연삭기 구조물의 구조강성이 크게 향상되었음을 확인해 볼 수 있다.

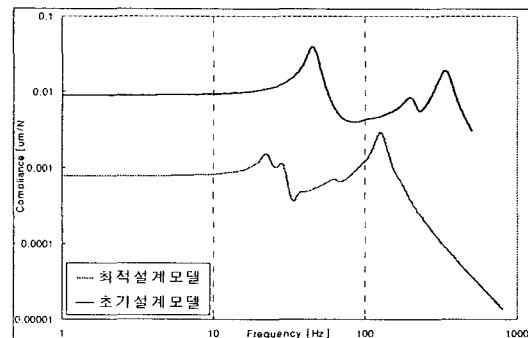


Fig. 2 Comparison of the upper spindle's frequency-compliance graph

아래의 Fig. 7에는 최적설계 전,후의 목적함수들에 대한 비교를 도식적으로 보여주고 있다.

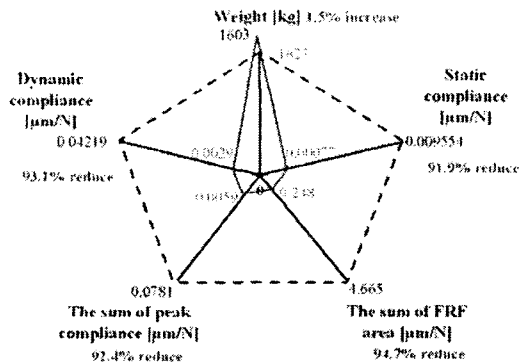


Fig. 7 Comparison of the object functions

6. 결론

본 연구에서는 웨이퍼 단면 연삭기의 구조물 설계를 최적화하기 위해 가변 별점함수 유전알고리즘과 결합된 다단계 최적설계 방법을 적용하였다. 구조강성 극대화과 중량 최소화라는 상반된 성질의 목적함수를 최적화하기 위하여 강성의 역수 개념인 컴플라이언스(compliance)를 도입하여 목적함수를 최소화시키는 문제로 만들었으며, 가중방법(weighted method)을 이용하여 다목적 함수를 단일 목적함수로 변환시켰다. 부재 단면형상 최적화 단계와 정적설계 최적화 단계, 및 동적설계 최적화 단계를 순차적으로 수행하는 다단계 최적설계 방법을 웨이퍼 단면 연삭기 구조물의 최적설계에 적용한 결과 주축단의 정강성은 초기설계에 비하여 약 91.9%가 향상되었고 동강성은 약 93.1% 향상되었다.

참고문헌

1. Ryu Y, 임오강, 박경진, "Optimum design introduction," Bando, 1994.
2. Z. Michalewicz, "Genetic algorithms, numerical optimization, and constraints," Proceedings of the Sixth international Conference on Genetic Algorithms, Morgan Kauffman, San Mateo, pp. 151-158, 1995.
3. F. Y. Cheng, DAN Li, "Multi-objective Optimization Design with Pareto Genetic Algorithm," J. of Structural Eng. Vol.123, No. 9, pp.1252~1261,

1997.

4. M. Yoshimura, "Design Optimization of Machine Tool Dynamics Based on an Explanation of Relationships between Characteristics," JSPE, Vol.53, No. 4, pp601~606, 1987.
5. M. Weck, "Computer-Aided Optimization and Metrological Recording of the Stiffness Behavior of Machine Tools," Proc. of 5th IMEC, pp.1~14, 1992.
6. J. K. Park, "유전자 알고리즘을 이용한 공작기계 구조물의 최적토폴로지 설계에 관한 연구," 창원대학교 대학원 공학박사 학위논문, 1996.12.
7. In-Ung Eun, "Development of Static and Dynamic Behavior of Machine Tools in the Period from 1980~1999," 창원대학교 공작기계기술연구센터 세미나자료, 2000.7.
8. David E. Goldberg. "Genetic Algorithm in Search, Optimization, and Machine Learning," Addison-Wesley, 1989.
9. W. H. Tong and G. R. WH, "An optimization procedure for truss structures with discrete design variables and dynamic constraints," computer & structure, 155-162, 2000
10. K. Deb and A. Kumar, "Real-coded genetic algorithms with simulated binary crossover: studies on multimodal and multi objective problems," Complex Systems 9 (6) 431-454, 1995.