

유전 알고리즘을 이용한 고속 금형센터의 구조설계 최적화

최영휴*(창원대 기계설계공학과), 박선균**, 배병태**(창원대 대학원 기계설계공학과),
이재윤***, 김태형***, 박보선***((주)대우중공업)

Structural Design Optimization of a High Speed Machining Center by Using a Simple Genetic Algorithm

Y. H. Choi(Dep. of Mech. Design & Manufacturing, CNU), S. K. Park, B. T. Bae(Grad. Students, CNU),
J. Y. Lee, T. H. Kim, B. S. Park(DAEWOO H. I. Ltd.)

ABSTRACT

In this study, a multi-step optimization technique combined with a simple genetic algorithm is introduced in order to minimize the static compliance, the dynamic compliance, and the weight of a high speed machining center simultaneously. Dimensional thicknesses of the eight structural members on the static force loop are adopted as design variables. The first optimization step is a static design optimization, in which the static compliance and the weight are minimized under some dimensional and safety constraints. The second step is a dynamic design optimization, where the dynamic compliance and the weight are minimized under the same constraints. After optimization, the weight of the moving body only was reduced to 57.75% and the weight of the whole machining center was reduced to 46.2% of the initial design respectively. Both static and dynamic compliances of the optimum design are also in the feasible range even though they were slightly increased than before.

Key Words : Static compliance (정적 컴플라이언스), Dynamic compliance (동적 컴플라이언스), Finite element method (유한요소법), Genetic algorithm (유전알고리즘), Optimum design (최적설계)

1. 서론

금형가공센터는 성능과 품질 경쟁력 향상을 위하여 고속·고정밀화 되는 추세이다. 공작기계가 고속·고정밀화 되기 위해서는 구조물의 정강성과 동강성은 높이고 중량은 줄여야 하는데 이는 매우 어렵고 복잡한 설계과정을 거쳐야 가능하다. 이에 따라 효율적이고 경제적인 공작기계 구조 최적설계방법에 대한 많은 연구가 이루어 졌다[1-3]. 또한 공작기계 구조설계 분야에서는 Yoshimura[4] 등이 생산공정과 재료 선정까지 고려한 다단계 최적설계 방법을, Weck[5]이 컴퓨터를 이용한 최적화와 강성거동 연구를 하였고, Park[6]은 유전 알고리즘을 공작기계

구조 토폴로지 설계 최적화에 적용하였다. 본 연구에서는 금형가공센터 구조물을 고강성 경량 구조로 최적설계하기 위하여 유전알고리즘과 결합된 다목적 다단계 최적설계 방법을 제안한다.

2. 다단계 최적설계 방법

본 연구에서 다루고자 하는 최적설계 문제는 금형가공센터 구조물의 총중량, 이송체의 중량, 정적 컴플라이언스 그리고 동적 컴플라이언스를 최소화시키는 다목적함수의 최적화 문제이다. 정적 컴플라이언스와 동적 컴플라이언스는 정강성과 동강성의 역수의 개념으로서 각각 구조물의 정적 성능과 동적 성능을 대표한다. 일반적 구조설계에서는 정적설계 후

에 동적설계를 최적화시키게 되는데, 본 연구의 설계 방법도 구조물 중량과 정적 컴플라이언스를 최소화 하는 정적설계 최적화, 구조물 중량과 동적 컴플라이언스를 최소화시키는 동적설계 최적화, 구조물 단면 형상의 토폴로지 최적설계를 순차적으로 수행하는 다단계 최적설계 방법이다.

2.1 설계변수의 설정

다음의 Fig.1은 금형가공센터의 초기 설계모델의 개략도이다. 설계변수는 Fig.1에 보인 바와 같이 정역학적 작용력 루프(static force loop)상의 구조물 부재들의 두께인 $t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6, t_7, t_8$ 로 설정하였다.

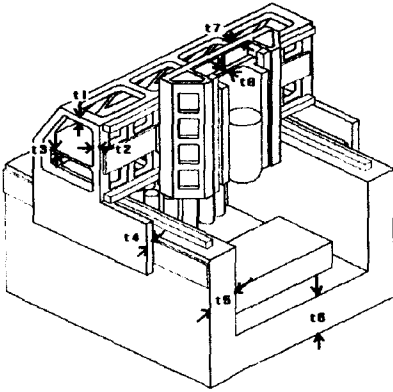


Fig. 1 Design variables of the machining center.

2.2 정적설계 최적화단계

정적설계 최적화단계에서는 전체 구조물의 중량, f_1 과 이송체 중량, f_2 그리고 공구대 절삭점의 정적 절대 컴플라이언스, f_3 를 동시에 최소화한다. 본 연구에서는 이러한 3가지의 목적함수에 가중치를 곱하여 단일 목적함수로 변환시킴으로써 다음과 같이 단일 목적함수 최적설계 문제로 정식화하였다.

$$\text{Minimize } f = W_1 \frac{f_1}{f_1^*} + W_2 \frac{f_2}{f_2^*} + W_3 \frac{f_3}{f_3^*} \quad (1)$$

$$\text{Subject to : } 5,000\text{kg} \leq f_1 \leq 10,000\text{kg}$$

$$800\text{kg} \leq f_2 \leq 1,100\text{kg}$$

$$0.01\mu\text{m}/\text{N} \leq f_3 \leq 0.1\mu\text{m}/\text{N}$$

$$\text{safety factor} \geq 3,$$

$$\text{and dimensional constraints.}$$

여기서, W_1, W_2, W_3 은 총합이 1인 가중치이고, f_1^*, f_2^*, f_3^* 은 스케일(scale) 인자이다.

구속조건으로는 전체 구조물의 중량(f_1)과 이송체 중량(f_2)의 탐색영역(설계 가능 범위)을 제한하였고, 정적 컴플라이언스(f_3)는 참고문헌[7]에 따라 $0.01\mu\text{m}/\text{N} \sim 0.1\mu\text{m}/\text{N}$ 으로 제한하였다. 안전율은 이송체의 자중과 모터의 추력, 이송체의 판성력(최대 감가속도 $2g$ 로 가정) 및 절삭력이 모두 작용되는 조건에서 해석된 값으로서 3보다 커야 된다. 설계변수들의 치수 제한조건은 설치공간, 가공작업공간, 부재간의 간섭 회피 조건, 주물사 처리공간 확보 등을 고려하여 다음과 같이 설정하였다.

$$\begin{aligned} 10\text{mm} &\leq t_1 \leq 35\text{mm} \\ 15\text{mm} &\leq t_2 \leq 35\text{mm} \\ 6\text{mm} &\leq t_3 \leq 17\text{mm} \\ 10\text{mm} &\leq t_4 \leq 35\text{mm} \\ 60\text{mm} &\leq t_5 \leq 115\text{mm} \\ 60\text{mm} &\leq t_6 \leq 177\text{mm} \\ 6\text{mm} &\leq t_7 \leq 35\text{mm} \\ 6\text{mm} &\leq t_8 \leq 35\text{mm} \end{aligned} \quad (2)$$

2.3 동적설계 최적화단계

동적설계 최적화단계에서는 f_1 과 f_2 그리고 동적 절대 컴플라이언스, f_3 를 모두 최소화하는 다목적 최적화를 수행한다. 동적 절대 컴플라이언스, f_3 는 구조물의 컴플라이언스 응답함수로부터 구하는데, 전체 주파수영역에 대한 동적 절대 컴플라이언스의 면적을 정적 절대 컴플라이언스의 면적으로 나누는 것으로 식(3)과 같다.

$$f_3 = \frac{\sum_{i=1}^{100} \left\{ \frac{X(i \cdot \Delta f)}{F(i \cdot \Delta f)} \right\}_a \cdot \Delta f}{\left\{ \frac{X(\omega=0)}{F(\omega=0)} \right\}_s \cdot f_{span}} = \frac{f_d}{f_s} \quad (3)$$

여기서, f_{span} 은 전체 주파수범위이고, Δf 는 f_{span} 을 100등분한 주파수 적분간격이다. f_d 는 전체 주파수범위에 걸친 동적 절대 컴플라이언스의 면적이며, f_s 는 전체 주파수 범위에 걸친 정적 절대 컴플라이언스의 면적이다. 이로부터 동적설계 최적화의 목적함수는 다음과 같이 정식화 한다.

$$\text{Minimize } f = W_1 \frac{f_1}{f_1^*} + W_2 \frac{f_2}{f_2^*} + W_3 \frac{f_d}{f_s^*} \quad (4)$$

여기서, W_1, W_2, W_3 은 총합이 1인 가중치, f_1^*, f_2^* 은 스케일 인자이다. 동적설계 최적화 단계의 구속 조건은 정적설계 최적화단계와 동일하다.

2.4 유전알고리즘

설계변수의 전역 최적값을 탐색하기 위하여 Fig. 2와 같이 단순 유전 알고리즘을 이용한 탐색 프로그램을 작성하였다. 개체집단에 대한 이송체 중량과 전체 구조물 중량 및 절대 컴플라이언스 계산은 F.E.M. 구조해석 코드인 ANSYS(Rev. 5.5.1)를 사용하였다.

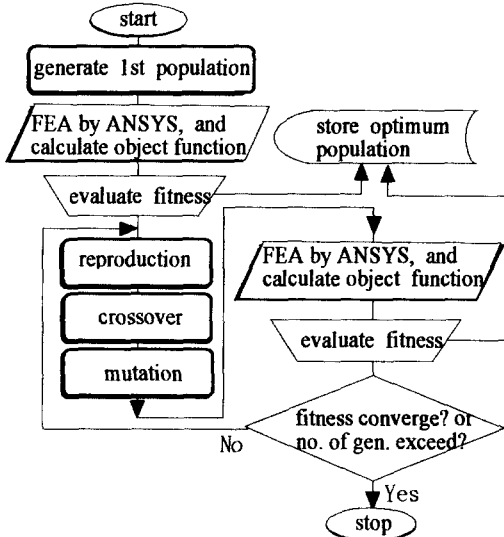


Fig. 2 Flow chart of the optimization program using a simple genetic algorithm.

2.5 적합도 평가 및 탐색조건

개체의 적합도를 평가하기 위하여 다음 (3)식과 같은 적합도 평가함수를 정의하였다.

$$fitness = \frac{1}{f} \quad (3)$$

최적설계 유전알고리즘의 탐색 파라미터 조건은 Table 1과 같다. 개체의 염색체 길이(chromosome length)는 하나의 설계변수 당 30bit의 스트링(string)을 할당하여 8개 설계변수 당 240bit가 된다.

Table 1 Parameters for the genetic algorithm

design step	Population size	Generation	Chromosome length	Crossover probability	Mutation probability
static	50	30	30 × 8	85%	0.5%
dyna-mic	50	60			

3. 최적설계 결과 및 검토

3.1 설계변수 비교

최초설계 모델과 최적설계후의 설계변수를 비교하면 Table 2와 같다. 정적설계 최적화 결과 크로스빔(cross beam)의 경우 전체적으로 변수 값(두께)이 20~52%정도 감소하였으나, 헤드 부분의 변수인 t_7 , t_8 는 약간 증가하였다. 동적설계 최적화 결과 이송체의 중량과 관계된 크로스빔 두께 t_1 , t_3 는 더욱 크게 감소하였다. 또한 헤드의 경우 Z방향의 주축 가이드 부의 변수 t_8 가 최초 설계와 정적 최적화 결과보다 더 증가하였으나 X방향 가이드 부의 변수 t_7 는 상당히 감소하였다. 그리고 베이스의 경우는 최초설계의 두께보다 절반이하로 감소하였다.

Table 2 Comparison of optimum design parameters

		t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8
before optimize		50	50	20	50	200	300	30	30
after optimize	static	24.9	31.5	15.8	23.4	103.3	159.8	34.1	30.9
	dyn.	22.6	34.8	6.45	33.1	94.60	131.4	23.9	34.2

3.2 정적 구조해석 결과 비교

최초설계 모델과 정적 및 동적설계 최적화 후의 정적 구조해석 결과는 Table 3과 같다. 대체로 최적설계 모델이 최초설계보다 구조 강도가 약하게 나타났지만 안전율 설계조건을 만족하므로 최초설계 모델이 과도할 정도로 강하게 설계된 것임을 알 수 있다.

Table 3 Comparison of static analysis results

		max. disp. [mm]	max. stress [MPa]	safety factor
before optimize		0.660	79.6	5.967
after optimize	static	0.700	124	3.831
	dynamic	0.880	143	3.322

3.3 중량 및 절대 컴플라이언스 비교

최초설계 모델과 최적설계 모델의 중량 비교는 Table 4와 같고, 절대 컴플라이언스 비교 결과는 Table 5와 같다.

Table 4 Comparison of the computed weights

		total weight[kg]	moving body[kg]
before optimization		11,021(100%)	1,652(100%)
after optimize	static	5,700(51.72%)	1,018(61.62%)
	dynamic	5,092(46.20%)	954(57.75%)

정적 설계모델과 동적 설계모델의 전체 중량은 최초설계 모델의 약 1/2로 줄어들었고, 이송체 중량은 약 2/3로 줄어든 것을 알 수 있다.

Table 5 Comparison of the computed compliances

	Absolute Static Compliance($\mu\text{m}/\text{N}$)					
	X-dir.	Y-dir.	Z-dir.	ISO-dir.	Germany	
before optimization	0.0069	0.0260	0.0120	0.0175	0.016	
after optimization	static	0.0312	0.0731	0.0318	0.0495	~
	dynamic	0.0529	0.0015	0.0121	0.0314	0.056

Table 5에서 보듯이 정적 컴플라이언스(ISO 방향)는 정적 최적설계 모델이 최초설계 모델에 비하여 약 2.8배정도 크고, 동적 최적설계 모델은 약 1.8배정도 크게 나타났다. 일반적인 수직형 밀링 공작기계의 경우 참고문헌[7]에 따르면 정적 컴플라이언스가 0.01 $\mu\text{m}/\text{N}$ ~ 0.1 $\mu\text{m}/\text{N}$ 에 분포하고 있으므로 본 연구의 최적설계결과는 매우 타당한 것으로 판단된다. 뿐만 아니라 Fig. 3에서 보듯이 최초설계 모델과 최적설계 모델의 컴플라이언스를 비교하여 보면 동적 최적설계 모델이 정적 최적설계 모델 및 최초설계에 비하여 컴플라이언스가 전체 주파수영역에서 균등화되고 더 낮게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

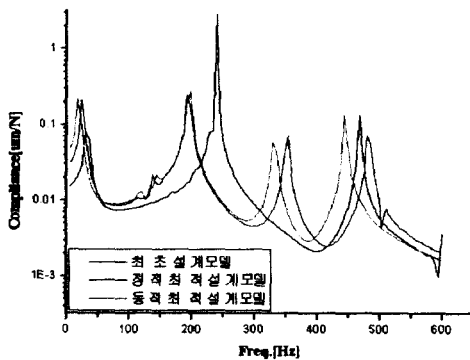


Fig. 3 Comparison of the compliance functions

4. 결론

본 연구에서는 유전알고리즘과 결합된 다단계 최적설계 방법을 이용하여 금형가공센터 고속 이송체 구조물의 경량·고강성화 최적설계를 수행하였다.

설계변수는 구조물 부재들의 두께로 설정하고, 목적함수는 구조물의 총중량과 이송체의 중량, 그리고

구조물의 정적 절대 컴플라이언스 및 동적 절대 컴플라이언스 등의 다목적함수에 적절한 가중치를 곱하여 단일 목적함수로 변환하였다. 구속조건은 설치공간, 가공작업공간, 부품조립 간섭 등을 고려한 형상치수 제한 조건과 설계안전율 등이다. 설계단계는 정적 설계 최적화와 동적설계 최적화 단계로 구분하였으며, 최적 설계변수의 탐색은 단순 유전알고리즘을 사용하였다. 최적설계 후의 정·동강성을 1995 ~ 2000년 간에 유럽(독일)에서 생산된 동일 종류의 공작기계와 비교한 결과 평균값(중앙값)에 가까웠다. 또한 구조물 전체중량은 50%이상, 이송체 중량은 40%이상 감소되었다. 그러므로 본 연구의 설계방법이 매우 타당하고 신뢰할 만 한 것으로 판단된다.

향후 초기모델을 보다 상세하고 구체적으로 설정하고 제한조건을 엄격하고 구체적으로 설정한 다음 부재의 토폴로지(topology) 최적화를 수행하면 훨씬 경제적이고 신뢰성있는 최적 상세 설계가 가능할 것으로 기대된다.

참고문헌

1. 류연선, 임오강, 박정진, "최적설계입문," 반도출판사, 1994.
2. 김호룡, "시스템설계," 문운당, 1996.
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. Swanson Analysis, "ANSYS User's Manual," Revision 5.5, 1996.