

항공기부품가공용 공작기계 헤드프레임 구조의 위상최적화 설계

윤태욱¹ · 이석순^{2,†}¹화천기계주식회사²경상대학교 기계공학과

Topology Optimization Design of Machine Tools Head Frame Structures for the Machining of Aircraft Parts

Taewook Yun¹, Seoksoon Lee²¹HWACHEON Machinery Co., LTD.²Dept. of Mechanical Engineering Research Institute, Gyeongsang University

Abstract

The head frame structure of a machine tool for aircraft parts, which requires machining precision and machining of difficult-to-cut materials is required to be light-weighted for precision high-speed machining and to minimize possible deformation by cutting force. To achieve high stiffness and for light-weight structure optimization design, a preliminary model was designed based on finite element analysis. The topology optimization design of light-weight, high stiffness, and low vibration frame structure were performed by minimizing compliance. As a result, the frame weight decreased by 17.3%, the maximum deflection was less than 0.007 mm, and the natural frequency increased by 30.6%. The static stiffness was increased in each axis direction and the dynamic stiffness exhibited contrary results according to the axis. Optimized structure with the high stiffness of low vibration in topology optimization design was confirmed.

초 록

가공의 정밀도와 난삭재 가공이 요구되는 항공기부품용 공작기계의 헤드프레임 구조는 정밀 고속가공을 위해 경량화 및 절삭력에 의한 변형최소화가 필요하다. 본 논문에서는 고강성 경량화 구조 최적설계를 위해 유한요소해석을 수행하여 초기형상을 설계하였고, 컴플라이언스를 최소화하여 경량, 고강성 및 저진동 구조의 위상 최적화 설계를 수행하였다. 최적화 설계결과 프레임 중량은 17.3% 감소되었고, 최대 처짐량은 0.007 mm 이하, 고유진동수는 30.6% 증가되었다. 구조 정강성은 각 축 방향으로 증가되었고, 동강성은 축에 따라 상반된 결과를 나타내었다. 위상 최적화 설계 구조에서 저진동의 고강성을 갖는 최적화된 구조를 확인하였다.

Key Words : Topology Optimization(위상최적화), Static Analysis(정적해석), Modal Analysis(모드해석), Finite Element Method(유한요소법), Compliance(컴플라이언스)

1. 서 론

최근 유럽 및 전세계의 항공기 수요 증가로 인한 항공산업은 자동차산업과 더불어 공작기계의 주요 수요를 담당하는 중요산업으로 성장하고 있다. 항공부품

가공산업은 완벽한 품질과 엄격한 안정성이 요구되는 만큼 문제가 발생하면 공정 전 과정을 추적하여 원인을 규명하고 개선해야 하므로 가공 신뢰도 수준이 매우 높아진 현실이다. 또한, 에너지 과소비형 장비구조와 운영특성을 경량설계를 통한 에너지 효율이 증대된 고성능 공작기계 개발이 필요하다. 공작기계 구조를 최적화 하는 방법은 운동요소가 갖고 있는 정·동강성은 유지하면서 중량을 최소화하는 위상최적화 설계기법을 통하여 중량감소효과를 얻을 수 있다[1]. 본 연

구에서는 항공기 부품 가공용 공작기계 헤드프레임의 구조 설계시 요구되는 가공의 정밀도를 고려하고, 중량, 절삭력에 의한 처짐량을 최소화하기 위하여 헤드프레임의 초기설계에 유한요소법(FEM; finite element method) 결과를 분석하고 그 결과를 바탕으로 위상최적화 기법을 적용하였다. 형상 구조 최적화에 관한 연구로 Kang은 콰드틸트 무인기에 적용되는 포롭로터 블레이드 형상 최적설계를 수행하였으며[2], Lee는 수직이착륙 무인기 스키드 착륙장치 최적설계 결과를 바탕으로 기존의 스키드 착륙장치에 비해 무게감소 효과를 만족하는 결과를 발표하였다[3]. 본 연구에서는 기존의 위상 최적설계 방법을 이용한 정적변형의 특성을 고려한 구조최적설계에 고유진동수와 진동모드를 분석한 모드해석과 주기적인 가진에 대한 구조적 응답을 계산하는 주파수응답해석을 이용하여 정적 및 동적특성의 개념으로 고강성, 경량, 저진동의 최적설계 접근을 시도하였다. 헤드프레임의 처짐량을 최적화의 목적함수로 선정하고 기준치인 허용값을 부여하였다. 목표 중량에 대한 제한조건을 설정하여 최적화 문제를 정식화 하도록 하였다.

2. 초기설계의 구조해석

2.1 초기설계구조 개요

본 논문의 해석모델은 베드와 테이블을 제외한 C형 구조의 컬럼 이송식 공작기계로 Fig. 1과 같은 구조로 이루어져 있으며, 2,535 mm x 1,245 mm x 1,940 mm의 크기를 갖고 있다.

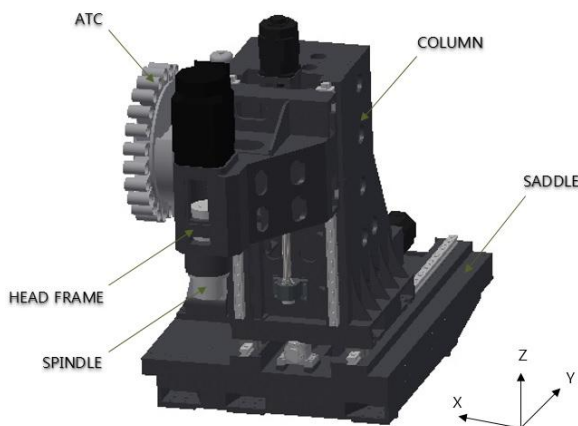


Fig. 1 Preliminary Design Model of C-type Structure Machine Tools

형상구조는 베드(bed)와 테이블(table)을 제외한 새들(saddle), 컬럼(column), 헤드프레임(head frame), 스피들(spindle), 자동공구교환(ATC; automatic tool changer) 등으로 구성되어 있다. 본 논문에서는 헤드프레임을 우선 해석모델 대상으로 선정하였다.

2.2 초기설계 헤드프레임의 정적 구조해석

헤드프레임의 초기설계 최적화를 위한 정적 구조해석 모델은 114,953개 절점(node)과 69,577개 요소(element)를 포함한 구조로 되어있다. Figure 2 및 Fig. 3은 C형 구조의 공작기계에서 외부 절삭력에 직접적인 하중을 받는 헤드프레임에 대하여 구조해석을 하였으며, 헤드프레임에 대한 절삭력 하중과 경계조건에 대해 나타내었다. Figure 2는 헤드프레임 끝단면에서 X축 방향으로 1,000 N, Y축 방향으로 1,000 N, Z축 방향으로 2,000 N의 절삭력을 주었으며, Fig. 3은 경계조건을 나타내며 밑면 마운트 위치 4면을 구속조건으로 하여 나타내었다.

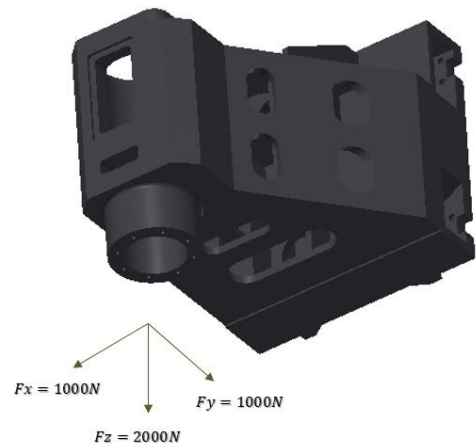


Fig. 2 Preliminary Head Frame Model for Applied Load

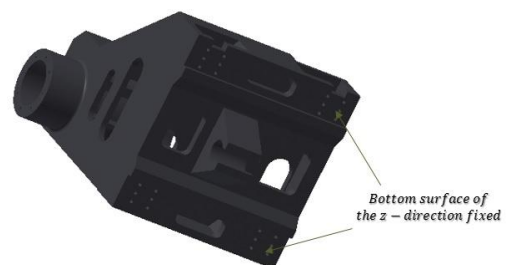


Fig. 3 Preliminary Head Frame Model for Boundary Condition

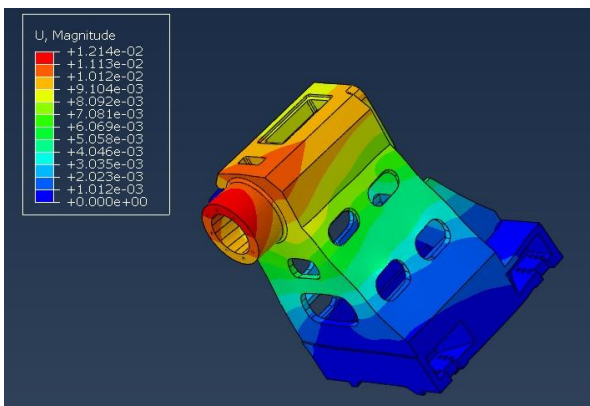
Table 1 FE Modeling Data of Preliminary Model

FE model	Element type	C3D10
	No. of node	114,953
	No. of element	69,577
Material property	Material	Gray cast iron 300
	Young's modulus	90 GPa
	Poisson's ratio	0.25
	Density	7,300 kg/mm ³
Boundary condition	Displacement	Fixed edge nodes on bottom plane of the base
Applied load		F _x = 1,000 N F _y = 1,000 N F _z = 2,000 N cutting force at the frame surface

Table 1에서는 초기형상의 모델링 데이터를 나타냈으며, 구조물의 재질은 회주철(grey cast iron 300)을 사용하였다.

2.3 정적 구조해석 결과

정적 구조해석을 통해서 헤드프레임의 최대응력 및 처짐량을 구하였다. Figure 4는 초기 헤드프레임 모델의 응력 및 처짐량 해석결과를 나타내고 있다. 최대 처짐량은 절삭력 하중이 직접적으로 가해지는 부위에 나타났다. 해석 결과로 나타난 최대응력은 2.179 MPa 이고, 최대 처짐량은 0.012 mm로 설계요구조건에 만족하는 구조로 안전하다고 할 수 있다.

**Fig. 4** FE Model of the Preliminary Design Model**Table 2** Static Analysis Results for the Preliminary Head Frame

		Value
Static deflection (mm)	Maximum	0.012
	Maximum stress (MPa)	2.179
Weight (kg)		439.2

Table 2에서는 초기 설계모델의 해석결과를 나타내었다. 응력과 처짐량에 대한 해석 결과를 바탕으로 헤드프레임의 위상 최적화 설계를 수행하였다.

3. 위상 최적화

3.1 위상 최적화 이론

위상 최적화를 이용한 기법에는 균질화법과 밀도함수법을 대부분 적용한다. 주기적 미시구조(periodic microstructure)를 갖는 복합재료의 등가 재료상수를 예측하여 재료 분포설계를 통한 최적의 위상을 찾아내는 균질화법을 이용한 위상 최적화 기법은 이론적인 근거가 확실하지만, 밀도함수법을 이용한 위상 최적화 기법은 구조물의 미시구조를 고려하지 않은 가상재료를 사용하기 때문에 등가 재료상수와 설계변수인 밀도와의 상관 관계식이 간단하지만 이를 뒷받침 할 수 있는 이론적인 근거가 불명확하다[4]. 개념설계는 대개 구조물이 전체적으로 가장 강한 구조물의 위상을 갖도록 하는 것이 일반적인데, 이러한 위상을 가지는 구조물은 하중조건에 따라 나타나는 변형이 최소가 되거나 또는 강성이 높고 굴성이 최소가 되는 구조물이다. 다시 말하면 주어진 하중조건에 대해서 구조물의 컴플라이언스(compliance)가 최소가 됨을 말한다. 컴플라이언스는 굴성이라고도 표현하는데 휨과 변형력의 비로 표시하는 물질 상수를 일컫는다. 즉 물질이 변형하기 쉬운 정도를 나타내는 양을 의미한다. 컴플라이언스를 최소화 하는 것은 탄성체에 물체력과 표면력이 작용한 경우 최소한으로 변형하는 구조를 구하는 것이기 때문에 강성의 최대화 같은 의미를 지닌다고 할 수 있다[5]. 본 논문에서도 컴플라이언스를 최소화하여 고강성 구조의 위상 최적화 설계를 수행하였다.

3.2 설계·비설계 영역 설정

위상 최적화를 수행하기 위해서 최적화 이후에도 재료 밀도의 변화가 없는 부위는 따로 정의해 주어야 한다. 즉, 비설계 영역(non-design domain)이란 위상 최적화를 위해서 실시한 유한 요소 해석시에는 적용이 되지만 위상 최적화를 수행할 시에는 설계 변수에 의한 형상의 변화가 없는 영역을 의미한다. 그 반대의 의미 영역이 설계 영역(design domain)이다. 즉 위상 최적화를 통하여 최적의 재료밀도를 산출하고 최적의 위상을 가질 수 있도록 형상을 변화시키는 영역을 의미한다[6].

헤드프레임에 절삭력이 가해지는 부분과 프레임 하단면의 구속조건이 부여되어 구속상태로 되는 부분을 비설계 영역으로 설정하며 그외 나머지 부분은 설계 영역으로 설정하였다.

3.3 위상 최적화 문제의 정식화

본 논문에서 제시하는 목적함수와 제한조건은 다음과 같이 표현하였다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } f(x)=\text{Minimize Mean Deflection} \\ & \text{Subject to Total Mass } \leq 373.3 \text{ kg} \end{aligned}$$

위 식에서 목적함수 선정에 있어 위상 최적화를 위한 목적함수로서 헤드프레임의 평균 처짐량을 최소화 하도록 설정하였다. 또한, 변위량 최소화의 기준은 KS B ISO 10791-2:2014 규격의 정의에 따라 설정하였으며, 제한조건으로는 목표중량에 대한 제한조건을 설정하였다. 헤드프레임의 초기설계에 형상중량은 439.2 kg이며, 위상 최적설계를 통하여 목표중량을 373.3 kg(85%) 이내로 감소시킨 형상을 얻고자 한다. 제한 조건 설정은 초기설계의 구조해석 결과를 바탕으로 개선설계시 중량감소 변수들을 검토하여 설정하였다.

3.4 위상 최적화 해석 결과

헤드프레임 구조의 최적화 형상이 진행되는 위상의 수렴과정을 Fig. 5 ~ Fig. 7에 나타내었다. 수렴과정의 결과에 나타나듯이 목적함수인 헤드프레임 변형 에너지가 최적화과정을 통해 효과적으로 감소되었음을 확인할 수 있다. 헤드프레임의 비설계영역으로 설정되어진 부분들은 최적화수행의 전·후 형상에 변화가 없음을 보여주고 있고, 설계영역으로 설정되어진 부분은

최적화 된 위상의 형상으로 변화됨을 확인할 수 있다. 위상 최적화 수렴과정은 총 26회의 해석이 수행되었다. Figure 7은 위상 최적화 최종결과 구조이다.

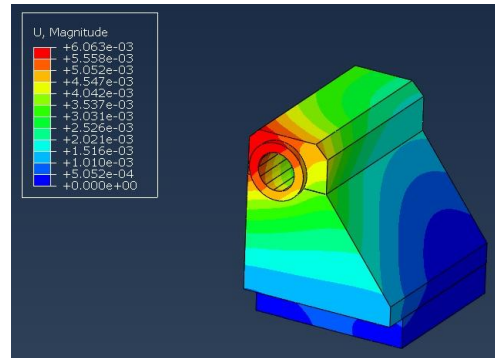


Fig. 5 Convergence Process : Iteration 1

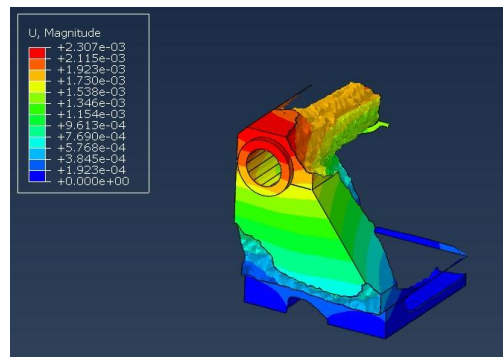


Fig. 6 Convergence Process : Iteration 9

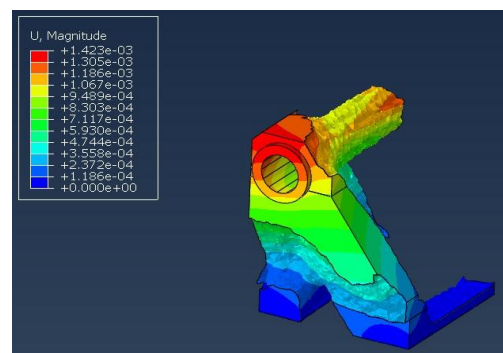


Fig. 7 Convergence Process : Iteration 26

4. 최적화 모델의 검증해석

4.1 최적화 형상 모델링 설계

Figure 7의 헤드프레임 위상 최적화 해석결과를 바탕으로 힘의 유입경로를 고려하여 개선 설계한 최적화 형상 모델을 Fig. 8에 나타내었다. 힘의 유입에 대한 유·무에 따라 변형이 나타나지 않는 과잉 설계된 구조

에서는 형상변경 및 리브를 제거하였고, 힘의 유입으로 인한 변형과 직접 연결되는 구조는 내부 구조형상변경을 통해 최대변위를 감소시키는 구조로 설계하였다. 최적화과정을 통해 모델링 되어진 최적화 형상의 중량은 363 kg으로 439.2 kg인 초기설계 모델보다 76.2 kg(17.3%) 감소되어진 구조로 설계되었다.

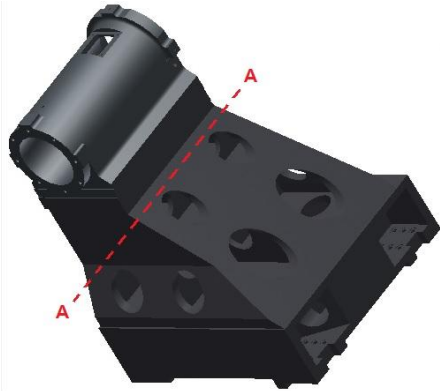


Fig. 8 Optimized Head Frame Design Model

Figure 7에서 보여주는 위상최적화 해석 결과를 검토하여 힘의 유입경로에 대각 리브를 보강한 단면구조의 위치를 Fig 8에 표시하였다.

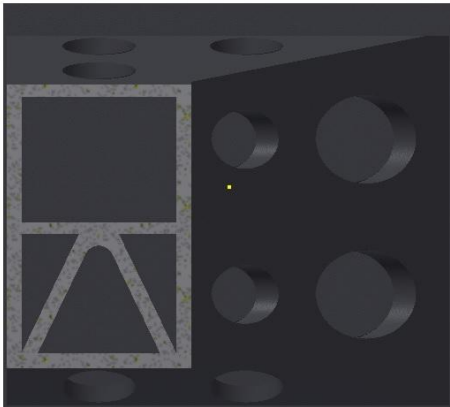


Fig. 9 Optimized Structural for C/Force Inflow (section A-A)

Figure 9에서 보여주는 section A-A 단면은 스피들 부착면 하단의 단면을 나타내었으며, 헤드프레임에 작용하는 절삭력이 스피들 부착면을 통하여 프레임 리브에 전달, 유입된다. 초기설계 모델의 프레임 내부 구조형상은 벽의 탄성변형이 절삭력의 방향으로 강성을 저하시키는 구조로 설계되어져 강성에 취약하였으나, 위상 최적화를 통한 최적화형상의 외부 절삭력을 고려한

대각리브 단면형상의 관점에서는 헤드프레임의 절삭력 유입부에 대한 힘의 유입을 고려한 구조로 설계하여 국부 강성을 향상시키는 효과적인 설계를 하였다.

Table 3 FE Modeling Data of Optimized Model

FE model	Element type	C3D10
	No. of node	124,077
	No. of element	75,390
Material property	Material	Gray cast iron 300
	Young's modulus	90 GPa
	Poisson's ratio	0.25
	Density	7,300 kg/mm ³
Boundary condition	Displacement	Fixed edge nodes on bottom plane of the base
Applied load		Fx = 1,000 N Fy = 1,000 N Fz = 2,000 N cutting force at the frame surface

Table 3에서는 위상 최적화 해석 결과를 바탕으로 설계되어진 최적화 헤드프레임의 모델링 데이터를 나타내었다. 개선설계된 최적화 형상모델의 효과를 검증하기 위해 구조해석을 수행하였다. 해석에 적용된 하중조건과 경계조건은 Figure 2 및 Fig. 3에 적용된 조건과 동일한 절삭력과 구속조건을 적용하였다.

4.2 최적화 모델의 구조해석 결과

Figure 10은 위상 최적화 설계를 통한 개선된 헤드프레임 모델을 정적 구조해석을 통해서 최대응력 및 처짐량을 나타내고 있으며, 초기모델에 비해 개선된 응력 및 처짐량 해석결과를 확인할 수 있었다. 최대 처짐량은 절삭력하중이 가해지는 부위에 나타났으며 해석결과로 나타난 최대 응력은 0.946 MPa이고, 최대 처짐량은 0.007 mm로 초기모델에 비해 최대 응력은 56.6%, 최대 처짐량은 41.7% 감소하였으며 설계 요구조건에 만족하는 구조로 안전함을 확인할 수 있었다. 최적화 수렴과정을 통하여 재설계되어진 헤드프레임의 중량은 363 kg으로 초기설계의 헤드프레임 439.2 kg보다 76.2 kg(17.3%) 만큼 감소되었다. 이 값은 최적

화 헤드프레임 중량이 초기설계 되어진 프레임 중량의 82.7% 수준을 나타내며, 목표중량에 대한 제한조건을 만족하여 중량감소 효과를 확인하였다.

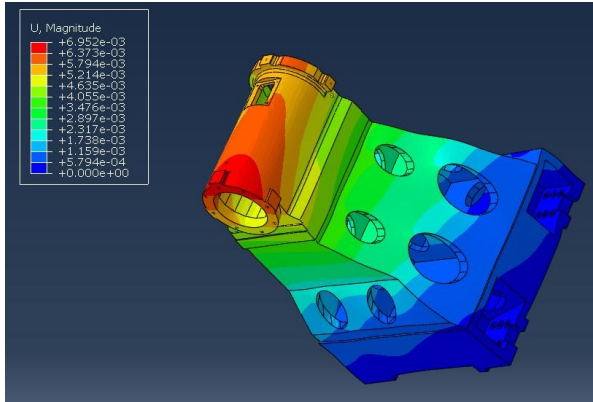


Fig. 10 FE Model of the Optimized Design Model

Table 4에서는 최적화 설계되어진 최적화 모델의 해석결과를 나타내었다.

Table 4 Static Analysis Results for the Optimized Head Frame

		Value
Static deflection (mm)	Maximum	0.007
Maximum stress (MPa)		0.946
Weight (kg)		363

5. 모드해석

5.1 헤드프레임의 모드해석

선형진동계의 모드해석은 진동시스템의 고유진동수 파악과 공진에서 최대진폭과 진동형상을 분석하는데 필요한 해석이다. 정적변형에 대해 위상최적설계 되어진 헤드프레임에 대해 동적특성인 고유진동수와 진동모드를 분석하기 위해 초기 및 최적화 모델에 대하여 모드해석을 수행하였다.

5.2 진동 모드해석 결과

본 연구의 대상인 헤드프레임 초기모델의 1차 모드 고유진동수는 217.93 Hz로 해석결과를 Fig. 11에 나타내었다. 위상 최적화 해석결과를 바탕으로 최적설계 되어진 모델의 1차 모드 고유진동수는 313.91 Hz로

해석결과를 Fig. 12에 나타내었다. 헤드프레임 초기 및 최적화 모델에 대하여 모드해석을 수행한 결과 두 형상모델 다 컬럼 이송식 공작기계의 최대 운전속도인 12,000 rpm 범위에 해당하는 주파수인 200 Hz의 범위에 포함되는 고유진동수와 진동모드는 없음을 확인하였다. Figure 11과 Fig. 12의 해석결과를 보면 모드해석시 최적화모델의 1차 모드 고유진동수는 313.91 Hz로 초기모델의 1차 모드 고유진동수 217.93 Hz 보다 30.6% 증가되었다. 이 두 형상모델의 고유진동수를 비교한 결과 초기모델보다 위상최적화 해석결과를 적용한 모델이 더 높은 고유진동수를 가지므로 구조적으로 고강성 설계가 이루어 졌음을 확인하였다.

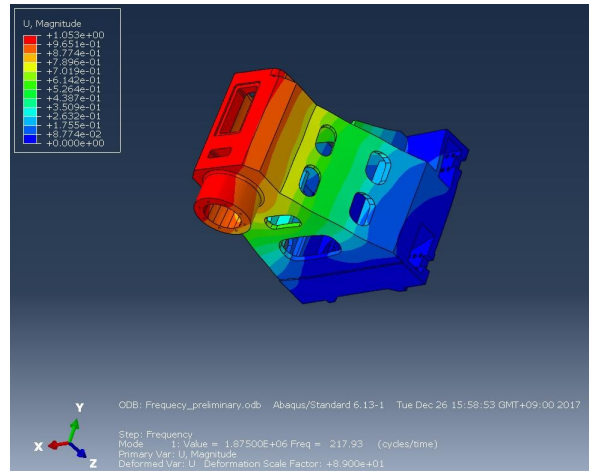


Fig. 11 The 1st Mode Analysis of the Preliminary Model (217.93 Hz)

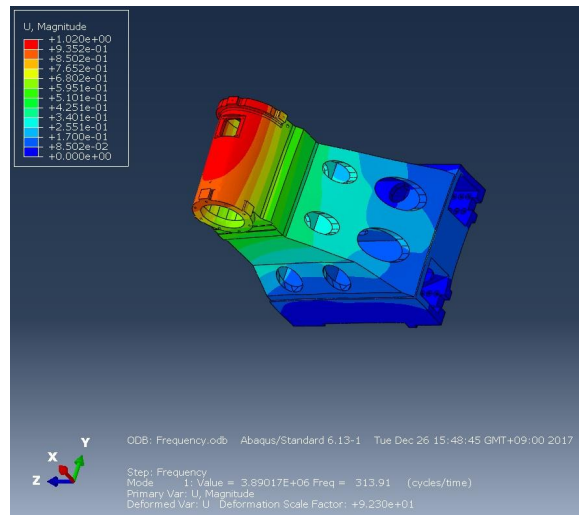


Fig. 12 The 1st Mode Analysis of the Optimized Model (313.91 Hz)

6. 정·동강성 해석

6.1 헤드프레임의 주파수 응답 해석

주파수 응답 해석이란 엔진의 회전과 같이 주기적인 가진에 대한 구조적 응답을 계산하는 방법으로서, 어떤 물체에 대하여 각각 다른 주파수 대역의 하중 혹은 변위를 정상상태(steady state)로 여러 방향에서 가진하여 대상 물체의 변위, 속도, 가속도, 음압 등 구조적인 응답을 파악하는 것으로 정의하고 있다[7]. 유한요소법을 이용한 대부분의 상용프로그램에서 주파수 응답해석을 수행할 때 직접법(direct method)과 모달법(modal method)을 사용한다. 직접법은 결과의 정확도는 높지만 많은 계산시간을 필요로 한다. 모달법은 결과의 정확도는 직접법에 비하여 다소 떨어지지만, 계산시간이 현저히 줄어드는 장점이 있어 대부분의 현장 엔지니어들은 해석시간의 단축을 위하여 모달법을 이용하고 있다[8].

본 논문에서는 헤드프레임의 초기 및 최적화 모델의 동특성을 파악하기 위해 모달법을 이용한 주파수 응답 해석을 수행하였다.

6.2 헤드프레임의 정·동강성 해석 결과

Figure 13과 같이 컴플라이언스 응답해석을 수행하기 위해 최적화 형상모델의 헤드프레임 끝단에 X축과 Y축 방향으로 각 1,000 N 및 Z축 방향으로 2,000 N의 절삭력을 가하였다.

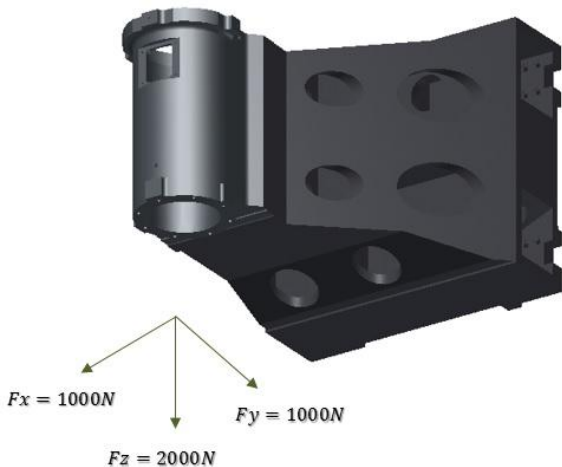


Fig. 13 Optimized Head Frame for Applied Load

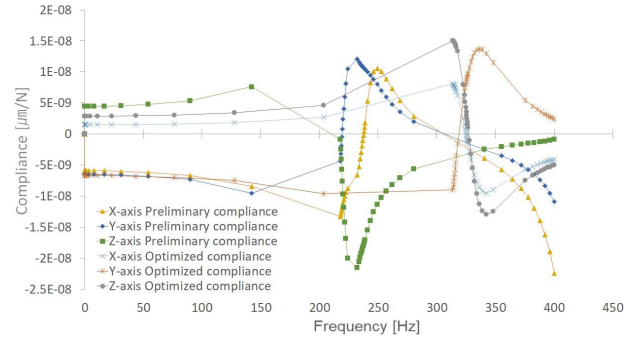


Fig. 14 Comparison of Compliance for Preliminary and Optimized Model

컬럼 이송식 공작기계의 헤드프레임 모델에 대하여 컴플라이언스 응답해석에 대한 수행한 결과를 비교하였다. Figure 14는 초기설계와 최적화설계 모델의 컴플라이언스 곡선을 비교하여 나타내었다. Table 5에 각각의 컴플라이언스 값들을 정리하여 나타내었다.

Table 5 Comparison of Compliance Computed for Preliminary and Optimized Model

	Static Compliance ($\mu\text{m/N}$)			Dynamic Compliance ($\mu\text{m/N}$)		
	$\frac{X}{F_x}$	$\frac{Y}{F_y}$	$\frac{Z}{F_z}$	$\frac{X}{F_x}$	$\frac{Y}{F_y}$	$\frac{Z}{F_z}$
Preliminary model	-5.6E-3	-6.5E-3	4.5E-3	1.1E-2	1.2E-2	7.6E-3
Optimized model	1.5E-3	-6.7E-3	2.9E-3	8.1E-3	1.4E-2	1.5E-2
Optimized results	126.8%	-3.1%	-35.6%	-26.4%	16.7%	97.4%

절삭력에 의한 헤드프레임 끝단의 컴플라이언스 응답해석결과로 강성을 계산하여 Table 6에 나타내었다.

Table 6 Comparison of Stiffness Computed for Preliminary and Optimized Model

	Static Stiffness ($\text{N}/\mu\text{m}$)			Dynamic Stiffness ($\text{N}/\mu\text{m}$)		
	$\frac{F_x}{X}$	$\frac{F_y}{Y}$	$\frac{F_z}{Z}$	$\frac{F_x}{X}$	$\frac{F_y}{Y}$	$\frac{F_z}{Z}$
Preliminary Model	-178.6	-153.8	224.7	94.3	82.6	131.6
Optimized Model	666.7	-149.3	344.8	123.5	73.0	66.7
Optimized results	473.2%	2.9%	53.5%	30.9%	-11.6%	-49.3%

6.3 결과 비교 및 검토

초기 및 최적 설계의 헤드프레임에 대한 정·동강성 결과 최적설계 모델은 초기설계 모델에 비해 구조 정강성이 X, Y, Z 방향으로 각각 0.845 N/mm(473.2%), 0.005 N/mm(2.9%), 0.120 N/mm(53.5%) 씩 증가되었고, 동강성은 X 방향으로 0.029 N/mm(30.9%) 증가되나 Y, Z 방향으로 각각 0.009 N/mm(-11.6%), 0.064 N/mm(-49.3%) 씩 감소되는 결과를 확인하였다.

7. 결 론

본 연구에서는 컬럼 이송식 공작기계 헤드프레임 구조에 대한 설계시 요구되는 정밀도 및 처짐량 최소화를 위해 정적해석을 통한 변형에 대해 위상 최적설계 되어진 헤드프레임의 진동모드 및 정·동강성 해석 수행으로 동적 특성을 확인하였고, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 위상 최적화 해석결과를 토대로 최적화설계 된 헤드프레임 모델의 중량은 363 kg으로 초기설계 된 모델의 중량 439.2 kg에 비해 76.2 kg(17.3%) 감소된 구조를 형성하였으며, 처짐량은 설계 제한조건 이내인 0.007 mm로 만족한 결과를 얻을 수 있었다.

(2) 초기 및 최적화 모델의 1차 모드 고유진동수는 217.93 Hz와 313.91 Hz로 12,000 rpm 인 최대운전 속도의 범위에 해당되는 200 Hz의 범위에 포함되지 않으며, 초기 모델보다 최적화 모델의 고유진동수가 30.6% 더 높은 고유진동수를 가지므로 구조적으로 더 안전한 고강성 구조라고 할 수 있었다.

(3) 컴플라이언스 응답해석 결과로 부터 초기설계 대비 구조 정강성이 X, Y, Z 방향으로 각각 473.2%, 2.9%, 53.5% 씩 증가되었고, 동강성은 X 방향으로 30.9% 증가되나 Y, Z 방향으로 각각 -11.6%, -49.3% 씩 감소되었다. 저진동의 최적화된 구조를 위해서 동강성 해석에 대한 지속적인 연구의 필요성을 확인 할 수 있다.

후 기

본 논문은 화천기계주식회사 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

References

- [1] M. G. Lee, S. H. Nam, and D. Y. Lee, "Lightweight of Movable Part for Energy Reduction of 5-axis Machining Center", *J Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 30, No. 5, pp. 474-479, May, 2013.
- [2] H. J. Kang, "Design Optimization of QTP-UAV Prop-Rotor Blade Using Model Center", *Journal of The Society for Aerospace System Engineering*, Vol. 11, No. 4, pp. 36-43, November, 2017.
- [3] J. J. Lee, M. J. Kim, Y. H. Kim, J. C. Shin, and K. M. Hwang, "Composite Skid Landing Gear Optimal Design for Light VTOL UAV", *Journal of The Society for Aerospace System Engineering*, Vol. 9, No. 4, pp. 55-61, December, 2015.
- [4] J. H. Song, M. H. Park, H. B. Kang, I. S. Pack, D. W. Lee, G. G. Lee and S. S. Lee, "Lightweight Design for Windlass Base Frame Using Optimal Design Technique", *Journal of The Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 37, No. 5, pp. 477-483, 2013.
- [5] M. G. Kim, S. H. Lee, I. J. Jeong, H. S. Choi, Y. D. Kwon, Y. S. Pyoun and S. S. Lee, "A Study on Topology Optimization of the Traveling Decelerator Gear Carrier", *J Korean Soc. Precis. Eng.* Vol. 2008, No. 6, pp. 723-724, June, 2008.
- [6] J. W. Park, D. S. Kang, S. M. Tak, J. K. Kim, C. K. Song, S. S. Lee, and J. W. Park, "Topology Optimization of a Transmission Case", *Journal of The KSPE*, Vol. 27, No. 11, pp. 57-62, November, 2010.
- [7] H. W. Shin, and Y. J. Chung, "Dynamic Stiffness and Frequency Response Analysis for the Development of Magnesium Oil Pans", *Transactions of KSAE*, Vol. 17, No. 2, pp. 141-149, 2009.
- [8] T. M. Cho, E. K. Lee, H. I. Seo and K. H. Rim, "Mode Truncation Method in Frequency", *Trans Response Analysis*, *Journal of The Korean Institute of Intelligent Systems*, Vol. 12, No. 1, pp. 39-43, 2002.