

페룰 가공용 초정밀 무심 연삭기의 유정압 안내면 및 이송계에 대한 구조 특성 해석

김석일[†] · 박천홍* · 조순주**

(2003년 5월 14일 접수, 2004년 5월 14일 심사완료)

Structural Characteristic Analysis on the Hydrostatic Guide Way and Feeding System of a High-Precision Centerless Grinder for Machining Ferrules

Seokil Kim, Chunhong Park and Soonjoo Cho

Key Words : High-Precision Centerless Grinder(초정밀 무심 연삭기), Hydrostatic Guide Way(유정압 안내면), Feeding System(이송계), Structural Characteristic Analysis(구조 특성 해석), Ferrule(페룰)

Abstract

This paper proposes the structural characteristic analysis and evaluation on the hydrostatic guide way and feeding system of a high-precision centerless grinder for machining ferrules. In order to realize the required accuracy of ferrules with sub-micron order, the axial stiffness and motion accuracy of feeding system have to become higher level than those of existing centerless grinders. Under these points of view, the physical prototype of feeding system composed of steel bed, hydrostatic guide way and ballscrew feeding mechanism is designed and manufactured for trial. Experimental results show that the axial and vertical stiffnesses of the physical prototype are very low as compared with those design values. In this paper, to reveal the cause of these stiffness difference, the structural deformations on the virtual prototype of feeding system are analyzed based on the finite element method under experimental conditions. The simulated results illustrate that the deformation of front ballscrew support-bearing bracket is the main cause of reduction in the axial stiffness of feeding system, and the deflection of bed structure and the bending deformation of hydrostatic guide rails are the main causes of reduction in the vertical stiffness of feeding system.

1. 서 론

무심 연삭기는 센터나 척을 이용하여 공작물을 지지하는 원통 연삭기와는 달리 받침판으로 원통형 공작물을 지지하면서 연삭을 수행한다. 그리고 제품의 정밀도는 작업자의 숙련도보다 기계의 가공 정밀도에 많이 의존하며, 정밀 부품을 고능률적으로 가공할 수 있다는 장점을 가지고 있다.^(1,2)

광통신용 핵심 부품인 페룰은 광로를 일정하게 유지할수록 정보의 전송 효율과 품질이 향상되기 때문에 내경을 기준으로 한 외경 연삭공정이 필수적으로 요구되는 초정밀 부품이다.⁽³⁾ 또한 세라믹

재료인 지르코니아(ZrO₂)로 제작되기 때문에 외경 연삭의 고품위화와 고효율화를 도모할 수 있는 초정밀 무심 연삭기의 도입이 불가피한 것으로 인식되고 있다.

현재 페룰의 요구 정밀도는 대부분 1 μm 이하이며, 특히 원통도와 치수 정밀도 등은 매우 엄격히 규제되고 있다. 따라서 페룰 가공용 초정밀 무심 연삭기는 일반적인 무심 연삭기에 비해서 기계 구조의 고강성화가 요구되며, 무엇보다도 외경 무심 연삭에서의 미소 절입을 담당하는 이송계의 운동 정밀도와 축방향 강성은 매우 높게 설계 및 제작될 필요가 있다.

무심 연삭기 및 페룰과 관련된 기존 연구들을 살펴보면, Rowe 등^(1,2)은 일반적인 무심 연삭기의 설계 개선과 그 응용에 대한 연구를 수행하였고, Takeuchi 등⁽³⁾은 고강도 유리 세라믹 페룰에 대한 적용 가능성을 분석하였다. Cho 등⁽⁴⁾은 페룰 가공

[†] 책임저자, 회원, 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부
E-mail : sikim@mail.hankong.ac.kr
TEL : (02)300-0176 FAX : (02)3158-4231

* 한국기계연구원 지능형정밀기계연구부 공작기계그룹
** ㈜세스코 기술연구소

용 초정밀 무심 연삭기를 구현하기 위해서 요구되는 성능과 기능들에 대해서 검토하였고, Lee 등⁽⁵⁾은 페룰 가공용 초정밀 무심 연삭기의 기상 드레싱 장치를 제작하고 그 성능을 평가하였다. 그리고 Park 등⁽⁶⁾은 페룰 가공용 초정밀 무심 연삭기의 유정압 이송계에 대한 강성, 운동 정밀도, 미소 분해능, 위치 결정 오차 및 반복 오차를 실험적으로 파악하고 그 적용 가능성을 분석하였다.

기존 연구 결과들로부터 알 수 있듯이 지금까지의 페룰 가공용 초정밀 무심 연삭기와 관련된 연구들은 대부분 개념 검토나 실험 결과를 제시한 것들로 구조 설계 상의 문제들을 체계적으로 파악하고 그 개선 대책을 수립할 수 있는 구조 해석학적인 연구는 수행되지 않았다. 따라서 본 연구에서는 페룰 가공용 초정밀 무심 연삭기의 개발 비용과 노력을 절감하고, 체계적인 설계 기술의 축적과 성능 개선을 도모하기 위한 목적의 일환으로 강재 베드, 유정압 안내 방식, 서보모터-볼스크류 구동 방식⁽⁷⁾ 등을 적용하여 구성한 페룰 가공용 초정밀 무심 연삭기의 이송계에 대한 일련의 구조 해석을 수행하여 구조 설계의 타당성을 검토 및 평가하였다. 그리고 구조 해석 결과의 신뢰성은 실험 결과와의 비교를 통해서 입증하였다. 특히 페룰의 가공 정밀도와 밀접하게 관련된 이송계의 축방향 강성, 수직방향 강성 등에 대한 구조 요소들의 영향을 분석하여 실험적으로 파악하기 어려운 강성 저하 원인을 규명하였다.

2. 초정밀 이송계의 설계 및 특성 분석

2.1 초정밀 무심 연삭기의 구조 설계

본 연구의 해석 대상인 페룰 가공용 초정밀 무심 연삭기의 전체적인 구조 형태는 Fig. 1에 제시하였다. 초정밀 무심 연삭기의 기본 구조는 기존의 무심 연삭기와 큰 차이가 없지만, 크기가 상대적으로 작고, 큰 비강성을 갖도록 설계되었다.⁽⁶⁾

연삭 슯돌의 폭과 직경은 Table 1과 같은 제원을 갖는 페룰이 10개씩 동시 가공될 수 있도록 150 mm와 250 mm로 설정하였고, 조정 슯돌의 폭과 직경은 페룰이 연삭 공정으로 진입할 때의 정밀도를 고려해서 180 mm와 205 mm로 설정하였다. 또한 페룰의 소재가 지르코니아라는 점 때문에 연삭 슯돌의 재질은 다이아몬드로 선정하였고,⁽⁸⁾ 연삭 슯돌의 기상 드레싱을 위해서 LM 가이드로 구성된 동시 2축 제어 방식의 드레서 이송계를 연삭 슯돌 헤드의 후면에 배치하였다.

초정밀 무심 연삭기의 가공 원리 때문에 페룰의

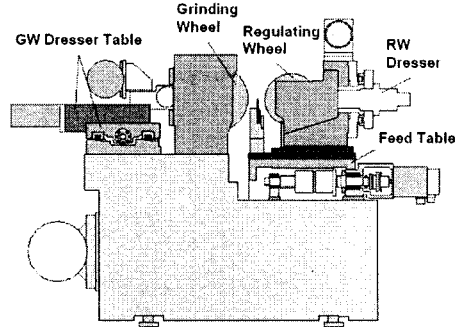


Fig. 1 Scheme of high precision centerless grinder

Table 1 Specification of ferrule

Size	φ2.5×10 mm	Accuracy	±0.2 μm
Material	ZrO ₂	Roundness	0.1 μm
Roughness	0.5 μm R _a	Cylindricity	0.5 μm

초정밀 무심 연삭기의 가공 원리 때문에 페룰의 치수 정밀도와 원통도는 이송계의 정밀도 및 강성에 의한 영향을 많이 받고, 진원도와 조도는 연삭 슯돌 주축계와 조정 슯돌 주축계의 회전 정밀도에 의한 영향을 크게 받게 된다. 따라서 이송계에는 유정압 안내 방식과 서보모터-볼스크류 구동 방식을 적용하고, 연삭 슯돌 주축계와 조정 슯돌 주축계는 모두 유정압 베어링을 이용해서 설계하였다.

2.2 초정밀 이송계의 구조 설계

초정밀 무심 연삭기에서의 가공 부하는 이송계의 축방향(테이블의 이송방향)으로 대부분 작용하기 때문에 요구되는 페룰의 가공 정밀도를 얻기 위해서는 이송계의 축방향 강성이 높아야 한다. 폭이 150 mm인 연삭 슯돌로 10개의 페룰을 동시 가공하는 경우의 부하는 100~150 N 정도인 것으로 알려져 있다. 따라서 설계 단계에서는 페룰의 치수 정밀도가 ±0.2 μm라는 점을 고려해서 이송계의 최소 축방향 강성에 대한 설계 목표를 500 N/μm로 결정하였으며, 페룰의 치수 정밀도 ±0.2 μm를 얻기 위해서는 0.1 μm 이하의 미소 절입이 필요하기 때문에 분해능 0.05 μm의 리니어 스케일을 부착하여 미소 절입량을 제어하였다.

초정밀 이송계에 대한 최소 축방향 강성의 설계 목표가 500 N/μm이고, 기계 구조 변형에 의해서 축방향 강성이 저하된다는 점을 고려하면, 볼스크류 기구의 최소 축방향 강성은 500 N/μm 이상으로 설계되어야 한다. 이러한 관점에서 초정밀 이송계의 고강성화를 위하여 볼스크류는 백래쉬가 없는 더블 너트 형식의 THK BFN4506A(C1 급), 양단 지지 베어링은 4열과 2열의 앵글러 콘택트 볼 베어

링으로 구성된 NSK 35TAC72 BDFFC10PN 으로 선정하였다. 이러한 형태로 설계한 초정밀 이송계에 서 지지 베어링의 강성 K_b 는 2,353N/ μm , 너트 강성 K_n 은 2,207N/ μm , 그리고 너트의 위치에 따라서 달라지는 볼스크류 축의 최소 강성 K_s 는 1,288 N/ μm 로 나타났다.^(9,10) 따라서 식 (1)과 같이 표현되는 볼스크류 기구의 등가 강성 관계식⁽⁹⁾으로부터 구한 볼스크류 기구의 최소 축방향 강성 K_f 는 604N/ μm 로 이송계의 최소 축방향 강성에 대한 설계 목표 500N/ μm 를 약 21% 상회하는 수준이다.

$$\frac{1}{K_f} = \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_n} + \frac{1}{K_s} \quad (1)$$

유정압 안내면의 수직방향 강성은 Fig. 1 과 같 이 이송 테이블에 설치되는 조정 스톱 헤드와 그 구동계의 하중이 약 2,000N 정도라는 점을 고려 해서 설정해야 하고, 유정압 안내면의 수평방향 강성은 패들의 치수 정밀도에 큰 영향을 미치는 유정압 안내면의 요(yaw) 오차가 작게 되도록 설정할 필요가 있다. 따라서 유정압 안내면의 강성과 조립성 향상을 도모하기 위해서 유정압 안내면의 구조로는 Fig. 2 와 같이 레일이 유정압 베어링 을 감싸는 양면 지지형 패드(double pad) 방식의 역 구속형을 채용하였다.



Fig. 2 Structure of hydrostatic guide way

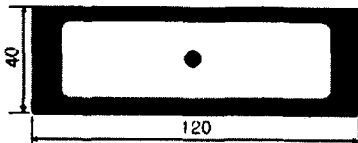


Fig. 3 Geometry and dimensions of hydrostatic pad

Table 2 Specification of hydrostatic guide way

Specifications	Horizontal	Vertical
Number of pad	6	12
Pad size	120×40 mm	120×40 mm
Recess size	96×32 mm	96×32 mm
Static stiffness	600 N/ μm	1,200 N/ μm
Flow rate	0.65 l /min	1.3 l /min
Capillary coeff.	$1.729 \times 10^{-4} \text{ mm}^3$	
Supply pressure	1 MPa	
Oil viscosity	10cSt (40°C)	

일반적으로 유정압 베어링의 부하 용량은 레이놀즈(Reynolds) 방정식을 풀어서 구한 유막의 압력 분포를 토대로 산정하고, 유정압 베어링의 강성은 베어링 간극에 대한 부하 용량의 변화율로 정의된다.⁽¹¹⁾ 특히 Fig. 3 과 같은 직사각형 패드의 경우에 대해서 리세스(recess) 압력이 일정하고, 랜드(land) 부분에서의 유동이 1 차원적이라고 가정하면 랜드 부분에서의 압력 강하는 선형적이라고 간주할 수 있으며, 이 경우에 직사각형 패드 1 개의 강성 K_p 는 식 (2)와 같이 표현된다.

$$K_p = \frac{3k_c h^2 \bar{A} \bar{B} A_p P_s}{(k_c + \bar{B} h^3)^2} \quad (2)$$

여기서 k_c 는 모세관 계수, h 는 베어링 간극, A_p 는 패드의 면적, P_s 는 기름의 공급 압력을 의미한다. 그리고 \bar{A} 와 \bar{B} 는 무차원 수인 면적 계수와 유량 계수를 의미하며, 패드 길이 L 에 대한 리세스 길이의 비 α 와 패드 폭 B 에 대한 리세스 폭의 비 β 에 의해서 식 (3)과 (4)의 형태로 주어진다.

$$\bar{A} = \frac{1}{4}(1 + \alpha)(1 + \beta) \quad (3)$$

$$\bar{B} = \frac{1}{6} \left\{ \frac{L(1 + \alpha)}{B(1 - \beta)} + \frac{B(1 + \beta)}{L(1 - \alpha)} \right\} \quad (4)$$

본 연구에서는 유정압 베어링의 제작 가능한 가공 정밀도, 강성, 사용 유량 등을 고려해서 베어링 간극을 25 μm 로 결정하였다. 그리고 설치 공간의 제약을 고려해서 패드의 크기를 Fig. 3 과 같이 결정하였으며, 수직방향으로는 12 개의 패드를 좌우 2 열로 배치하였고, 수평방향으로는 6 개의 패드를 1 열로 배치하였다. 특히 유정압 안내면의 수직방향과 수평방향 강성에 대한 설계 목표를 1,200N/ μm 와 600N/ μm 로 설정하였기 때문에 식 (2)와 같이 표현되는 패드 1 개의 강성은 100N/ μm 수준이 되도록 Table 2 와 같은 제원의 유정압 안내면을 설계하였다.

2.3 초정밀 이송계의 실험적 특성 분석

Fig. 4 는 ㈜세스코에서 시제작한 패물 가공용 초정밀 무심 연삭기의 이송계를 보여주고 있다. 그리고 한국기계연구원에서는 이 시제품을 이용해서 이송계의 축방향 및 수직방향 강성 등을 측정하였다.⁽⁶⁾

이송계의 축방향 강성은 나사로 테이블에 부가한 축방향 하중을 로드셀로 측정하고, 테이블의 축방향 변위를 레이저 간섭계로 측정하여 추정하였다. 또한 이송계의 수직방향 강성은 테이블 상면에 분동을 설치하고, 테이블의 수직방향 변위를

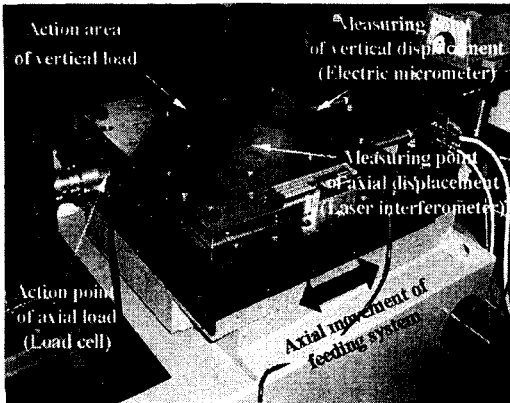


Fig. 4 Physical prototype of feeding system

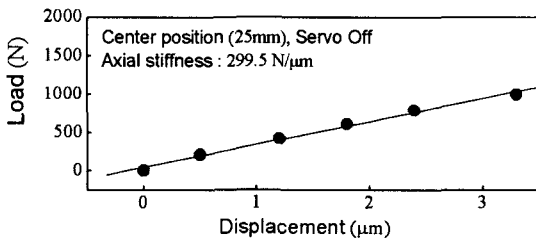


Fig. 5 Comparison of axial stiffnesses

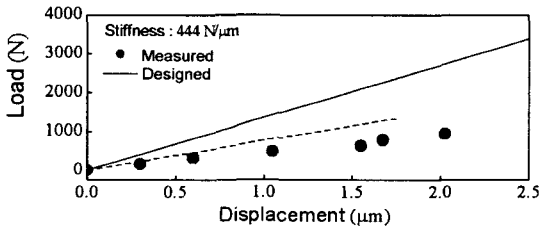


Fig. 6 Comparison of vertical stiffnesses

전기 마이크로미터로 측정하여 추정하였다.

구조적인 강성만을 파악할 수 있도록 테이블의 위치를 제어하지 않은 상태에서 측정한 이송계의 축방향 강성은 Fig. 5에 제시한 바와 같이 설계 목표 500N/μm의 약 60% 수준인 300N/μm인 것으로 나타났다. 또한 이송계의 수직방향 강성은 Fig. 6에서 알 수 있듯이 444N/μm인 것으로 평가되었다. 이러한 수직방향 강성의 측정값은 Table 2에 제시한 설계 목표 1,200N/μm의 약 37% 수준에 불과한 것을 알 수 있다.

이와 같이 강성의 설계 목표와 측정값 사이에 큰 오차가 존재하는 이유는 초기 설계 단계에서 볼스크류 기구와 유정압 베어링을 제외한 기계 구조 요소들이 모두 강체라고 가정했다는 데 있다. 따라서 베드, 테이블, 레일, 베어링 브래킷(bracket) 등과 같은 구조 요소들의 강성이 이송계의 축방향

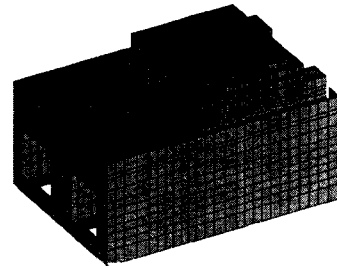


Fig. 7 Virtual prototype(FEM model) of feeding system

Table 3 Node and elements of virtual prototype

		Node number	46,917
Element number	Shell element (Shell63)	25,157	
	Solid element (Solid95)	96,080	
	Matrix element (Matrix27)	580	
	Total element numbers	123,817	

Table 4 Material properties of virtual prototype

Steel (SS400)	Young's modulus	200 GPa
	Density	7,850 kg/m ³
	Possion's ratio	0.32
Cast iron (GC300)	Young's modulus	90 GPa
	Density	7,300 kg/m ³
	Possion's ratio	0.25

및 수직방향 강성을 크게 저하시키고 있음을 알 수 있다. 이러한 점에서 단순히 볼스크류 기구의 강성이나 유정압 베어링의 강성을 향상시키는 것만으로는 이송계의 축방향 및 수직방향 강성을 향상시킬 수 없기 때문에 구조 해석을 통해서 강성 저하 원인을 규명하고, 구조 개선 설계를 하는 것이 중요하다고 판단된다.

3. 초정밀 이송계의 구조 해석

3.1 초정밀 이송계의 유한 요소 모델

본 연구에서는 강제 구조의 베드, 유정압 안내 방식, 서보모터-볼스크류 구동 방식 등을 적용해서 구성한 폐물 가공용 초정밀 무심 연삭기의 이송계에 대한 구조 해석을 유한 요소법⁽¹²⁾에 토대를 두고 수행하였다. 특히 이송계는 고강성화와 고정도화를 위해서 Fig. 2와 같은 역 구속형 유정압 안내 방식과 좌우 대칭 구조⁽¹³⁾로 설계되어 있다.

Fig. 7은 본 연구에서 구성한 초정밀 무심 연삭기의 이송계에 대한 유한 요소 모델을 나타낸 것이다. 그리고 Table 3에는 유한 요소 모델을 구성하는 절점수와 요소수를 제시하였는데, 절점수와 요소수는 각각 46,917개와 123,817개이다. 특히

매트릭스 요소는 식 (1)의 형태로 주어지는 볼스크류 기구의 축방향 강성, 그리고 식 (2)의 형태로 주어지는 유정압 베어링의 패드 강성을 표현하기 위해서 도입하였다. 볼스크류 기구의 축방향 강성은 볼스크류의 너트와 지지 베어링의 브라켓 사이를 매트릭스 요소들로 연결함으로써 모델화하였고, 유정압 베어링의 패드 강성은 패드 부분과 마주보고 있는 레일 부분 사이를 매트릭스 요소들로 연결함으로써 모델화하였다.

초정밀 무심 연삭기의 이송계를 구성하는 주요 구조 요소의 재료로는 베드의 재료인 강재(SS440)와 테이블, 레일, 베어링 브라켓 등의 재료인 주철(GC300)이 있다. 본 연구에서 사용한 강재와 주철의 물성은 Table 4에 나타내었다.

3.2 초정밀 이송계의 구조 특성

3.2.1 초정밀 이송계의 구조 변형 해석

본 연구에서는 구조 해석 시의 경계 조건으로서 6개의 베드 지지점을 모두 고정하였고, 자중 효과와 유정압 효과(유정압 베어링의 패드에 작용하는 기름의 압력 효과)를 고려하였다. 특히 자중 효과는 초정밀 이송계의 수직방향으로 중력 가속도를 부가함으로써 모사하였고, 유정압 효과는 패드 부분의 기름 압력을 패드 표면 및 패드와 마주보는 레일 표면에 부가함으로써 모사하였다.

Fig. 8과 9는 단순히 자중 효과와 유정압 효과만을 고려해서 해석한 이송계의 구조 변형을 등각 투상도와 단면도 형태로 나타낸 것이다. 그리고 Table 5는 좌·우측 레일의 축방향, 수평방향 및 수직방향(간극) 변형량을 Fig. 9에 표시한 측정점에 대해서 정리한 것이다.

이송계의 최대 변형은 약 16.2 μm이며, 레일의 상단 중앙부에서 나타나고 있다. 이것은 유정압 효과에 의한 레일의 굽힘 변형(소리 굽쇠 형태의 변형) 때문에 발생하는 현상임을 Fig. 9에서 확인할 수 있다. 그리고 이와 같은 레일의 굽힘 변형 때문에 좌·우측 유정압 안내면의 상단 간극은 각각 10.3 μm와 10.7 μm가 증가되는 것으로 예측되었다. 간극의 설계값이 25 μm라는 점을 고려하면, 레일의 굽힘 변형에 의한 상단 간극의 증가량은 비교적 큰 값이기 때문에 유정압 베어링의 실제 강성은 설계값보다 상당 수준 낮을 것으로 예상된다. 따라서 이송계의 수직방향 강성을 향상시키기 위해서는 레일의 굽힘 강성에 대한 고강성화 설계가 필요하다고 판단된다.



Fig. 8 Structural deformation of virtual prototype

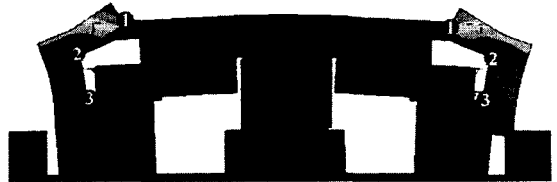


Fig. 9 Structural deformation of virtual prototype

Table 5 Structural deformation of virtual prototype

Point	Axial (μm)		Horizontal(μm)		Vertical (μm)	
	Left	Right	Left	Right	Left	Right
1	-0.19	-0.38	4.67	-5.59	10.27	10.70
2	-0.20	-0.28	5.66	-6.51	1.01	0.11
3	-0.15	-0.17	2.16	-2.92	-0.73	-1.43

유정압 안내면의 구조는 좌우 대칭 형태를 이루지만, 베드 및 레일 지지부의 비대칭성 때문에 우측 레일의 구조 변형이 좌측 레일의 구조 변형보다 크게 나타나고 있음을 Fig. 9와 Table 5에서 알 수 있다. 그리고 이송계에서의 최대 등가 응력은 약 1.5 MPa로 베드 지지점에서 발생하고 있는데, 이 값은 베드의 골격을 이루는 강재(SS440)의 허용 응력인 875 MPa보다 매우 작기 때문에 응력 측면에서의 문제는 없다고 판단된다.

3.2.2 초정밀 이송계의 축방향 강성 해석

이송계의 축방향 강성을 평가하기 위해서 실험에서와 같이 테이블의 전면 중앙부에 축방향 하중 125N을 작용시킨 상태에 대한 구조 변형을 해석하였다. 이 경우에도 자중 효과와 유정압 효과를 모두 고려하였다.

Fig. 10, 11 및 12는 축방향 하중에 의한 이송계의 축방향 변형을 등각 투상도, 평면도 및 단면도 형태로 보여주고 있다. 그리고 Table 6은 축방향 하중에 의한 테이블의 축방향, 수평방향 및 수직방향 변형량을 Fig. 11의 측정점에 대해서 나타낸 것이고, Table 7은 Fig. 12에 표시된 측정점에서의 축방향 변형량을 정리한 것이다.

축방향 하중의 작용점이 이송축의 중심인 볼스크류의 중심과 일치하지 않고, 베드 및 레일 지지

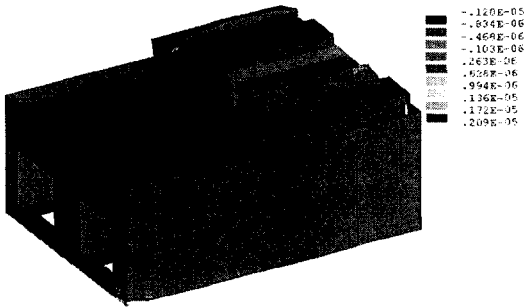


Fig. 10 Axial deformation of virtual prototype due to axial load

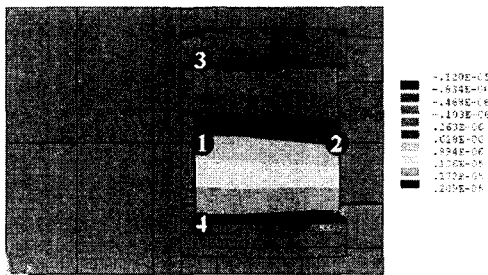


Fig. 11 Axial deformation of virtual prototype due to axial load

Table 6 Deformation of table due to axial load

Point	Axial (μm)	Horizontal(μm)	Vertical (μm)
1	0.683	0.062	0.219
2	0.684	-0.049	-0.243
3	0.755	0.058	0.216
4	0.611	0.074	0.210

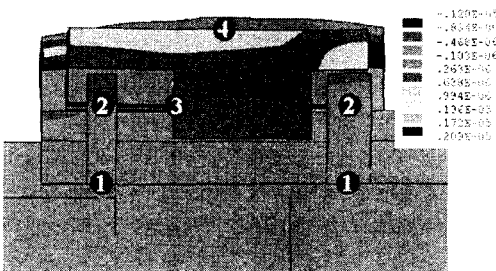


Fig. 12 Axial deformation of virtual prototype due to axial load

Table 7 Axial deformation of feeding mechanism due to axial load

Point	Front (μm)	Rear (μm)
1	0.175	0.040
2	0.289	0.150
3		0.554
4		0.645

부의 좌·우측 구조 차이 때문에 테이블의 피치 (pitch) 오차와 요 오차가 발생하게 된다. 테이블의 피치 오차는 Table 6 에서의 점 1(전면 중앙부)과 점 2(후면 중앙부)의 수직방향 변위차 0.462 μm 를 테이블 길이 562 mm로 나눈 값인 0.000822 $\mu\text{m}/\text{mm}$ 로 추정할 수 있으며, 테이블의 전면이 위로 향하는 형태이다. 또한 테이블의 요 오차는 Table 6 에서의 점 3(전면 좌측부)과 점 4(전면 우측부)의 축방향 변위차 0.144 μm 를 테이블 폭 570 mm로 나눈 값인 0.000253 $\mu\text{m}/\text{mm}$ 로 추정할 수 있으며, 테이블을 위에서 볼 때 시계방향으로 회전하는 형태이다. 따라서 이러한 피치 오차와 요 오차에 의해서 테이블의 축방향 변형량은 측정 위치에 따라 많은 차이가 나타날 수 있음을 알 수 있다.

Table 7 에 제시한 볼스크류 너트 플랜지(점 3) 및 테이블의 상면 중앙부(점 4)에서의 축방향 변형량으로부터 이송계의 축방향 강성을 각각 추정할 수 있다. 축방향 하중 125N 에 의한 너트 플랜지의 축방향 변형량은 0.554 μm 이기 때문에 이 경우의 축방향 강성은 226N/ μm 로 추정된다. 이 값은 축방향 강성의 측정값 300N/ μm 에 대해서 약 75% 수준이다. 또한 축방향 하중 125N 에 의한 테이블의 상면 중앙부의 축방향 변형량이 0.645 μm 이기 때문에 이 때의 축방향 강성은 194N/ μm 로 측정값의 약 65% 수준이다.

이와 같이 너트 플랜지에서 추정된 축방향 강성보다 테이블의 상면 중앙부에서 추정된 축방향 강성이 낮은 이유는 축방향 하중에 의한 테이블의 피치 오차 때문이다. 따라서 이송계의 축방향 강성은 226N/ μm 정도이며, 실험 오차 및 해석 모델의 단순화 등을 감안하면 해석 결과는 상당 수준의 신뢰성을 갖는다고 판단된다.

Table 7 에서 알 수 있듯이 볼스크류 축 자체의 축방향 변형을 의미하는 지지 베어링 브래킷(점 2)과 너트 플랜지(점 3) 사이의 상대 변형량은 전 반부가 0.265 μm 이고, 후반부가 0.404 μm 로 각각 너트 플랜지의 축방향 변형량 0.554 μm 의 약 48%와 73%에 달하고 있다. 또한 현재 상태에서 볼스크류의 제원 변경 없이 이송계의 축방향 강성을 향상시키기 위해서는 무엇보다도 축방향 변형이 상대적으로 큰 전반부 지지 베어링 브래킷과 베드의 연결부(Fig. 12 의 좌측 점 1)에 대한 고강성화 설계가 필요하다는 사실을 Table 7 에서 확인할 수 있다.

3.2.3 초정밀 이송계의 수직방향 강성 해석

이송계의 수직방향 강성은 실험에서와 같이 테이블의 상면 중앙부에 1,000N의 수직방향 하중을

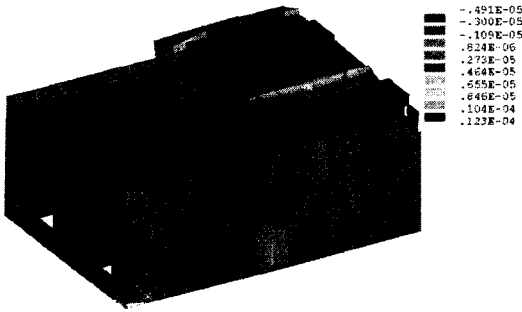


Fig. 13 Vertical deformation of virtual prototype due to vertical load

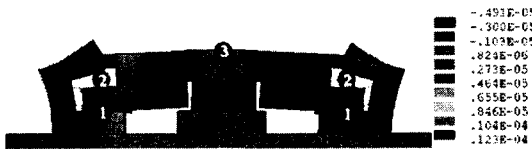


Fig. 14 Vertical deformation of virtual prototype due to vertical load

Table 8 Vertical deformation of virtual prototype

Point	Gap variation / Deformation (μm)
1	-0.950
2	-1.150
3	-1.970

작용시킨 상태에 대한 구조 변형을 해석함으로써 평가하였다. 이 경우에도 자중 효과와 유정압 효과를 모두 고려하였다.

Fig. 13 과 14 는 수직방향 하중에 의한 이송계의 수직방향 변형을 등각 투상도와 단면도 형태로 나타낸 것이다. 그리고 Table 8 은 Fig. 14 에 표시한 측정점들에 대해서 수직방향 하중에 의한 유정압 안내면의 하단부(점 1)와 상단부(점 2)의 간극 변화량, 그리고 테이블 상면(점 3)의 수직방향 처짐량을 정리한 것이다.

Table 8 에서 알 수 있듯이 유정압 안내면의 하단부와 상단부 간극에 대한 평균 변화량은 $-1.050 \mu\text{m}$ 이고, 수직방향 하중이 $1,000\text{N}$ 이기 때문에 유정압 안내면 자체의 수직방향 강성은 $952\text{N}/\mu\text{m}$ 라고 추정할 수 있다. 그리고 이 값이 Table 2 에 제시한 설계 목표 $1,200\text{N}/\mu\text{m}$ 보다 작은 이유는 앞서서도 언급한 유정압 효과에 의한 레일의 굽힘 변형과 함께 베드의 처짐 때문인 것으로 파악되었다.

또한 이송계의 수직방향 강성은 수직방향 하중 $1,000\text{N}$ 에 대한 테이블 상면의 처짐이 $1.970 \mu\text{m}$ 이라는 사실로부터 $508\text{N}/\mu\text{m}$ 라고 추정할 수 있다. 이 값은 측정값 $444\text{N}/\mu\text{m}$ 의 약 114% 수준으로 해석

결과와 신뢰성을 보여준다. 따라서 이송계의 수직방향 강성은 레일과 베드의 고강성화 설계를 통해서 향상시킬 수 있다고 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 강제 베드, 유정압 안내 방식, 서보모터-볼스크류 구동 방식 등을 적용한 페룰 가공용 초정밀 무심 연삭기의 이송계에 대한 구조 해석을 수행하였다. 특히 페룰의 가공 정밀도에 큰 영향을 미치는 이송계의 축방향 및 수직방향 강성에 대한 구조 요소들의 영향을 분석하여 강성 저하 원인을 규명하였다. 그리고 그 과정에서 얻은 결과들을 정리하면 다음과 같다.

(1) 유정압 효과에 의한 레일의 굽힘 변형 때문에 유정압 안내면의 상단 간극이 상당 수준 증가하며, 이로 인한 유정압 안내면의 강성 저하가 예상된다.

(2) 이송계의 축방향 강성과 수직방향 강성은 각각 $226\text{N}/\mu\text{m}$ 와 $508\text{N}/\mu\text{m}$ 로 예측되었는데, 이러한 예측값들은 측정값의 약 75%와 114% 수준으로 구조 해석 모델의 신뢰성을 보여준다.

(3) 볼스크류에 대한 제원 변경 없이 이송계의 축방향 강성을 향상시키기 위해서는 축방향 변형이 상대적으로 큰 볼스크류의 전반부 지지 베어링 브라킷과 베드의 연결부에 대한 고강성화 설계가 필요하다.

(4) 유정압 안내면에 대한 설계 변경 없이 이송계의 수직방향 강성을 향상시키기 위해서는 레일과 베드의 고강성화 설계가 필요하다.

참고문헌

- (1) Rowe, W. B., Spraggett, S., Gill, R. and Davies, B.J., 1987, "Improvements in Centreless Grinding Machine Design," *Annals of the CIRP*, Vol. 36, No. 1, pp. 207~210.
- (2) Rowe, W. B., Miyashita, M. and Koenig, W., 1989, "Centerless Grinding Research and Its Application in Advanced Manufacturing Technology," *Annals of the CIRP*, Vol. 38, No. 2, pp. 617~626.
- (3) Takeuchi, Y., Mitachi, S. and Nagase, R., 1997, "High-Strength Class-Ceramic Ferrule for SC-Type Single-Mode Optical Fiber Connector," *IEEE Photonics Technology Letters*, Vol. 9, No. 11, pp. 1502~1504.
- (4) Cho, S. J., Kim, H. G., Ebihara and Tuskisima, 2003,

- “The Study on the Development of Ultra Precision Centerless Grinder,” *Journal of KSPE*, Vol. 20, No. 6, pp. 11~14.
- (5) Lee, E. S., Cho, C. R. and Park, B. J., 2003, “Development of Rotary Diamond Dressing System of Centerless Grinder for Ferrule Grinding,” *Journal of KSPE*, Vol. 20, No. 6, pp. 15~19.
- (6) Park, C. H., Hwang, J. H. and Cho, S. J., 2002, “A Study on the Feeding System of Centerless Grinder for Machining the Ferrule,” *Proc. of KSPE*, pp. 65~69.
- (7) Ro, P. I. and Hubbel, P. I., 1992, “Nonlinear Micro-Dynamic Behavior of a Ball-Screw Driven Precision Slide System,” *Precision Engineering*, Vol. 14, No. 4, pp. 229~233.
- (8) Heo, S. J., 1997, “Development of Diamond Wheel for Ultra Precision and High Performance Grinding of Difficult-to-Materials,” *Trans. of KSME (A)*, Vol. 21, No. 12, pp. 2172~2178.
- (9) NSK, 1993, “Precision Machinery Product,” *NSK Catalog No.3101*.
- (10) THK, 1991, “Linear Motion System”, *THK Catalog No.100-1K*.
- (11) Aoyama, T., 1990, *Hydrostatic Bearing*, Kogyo Chosakai Publishing, pp. 29~45.
- (12) Swanson Analysis Systems, Inc, 1999, *ANSYS Verification Manual*.
- (13) Slocum, A. H., 1992, *Precision Machine Design*, Prentice Hall, pp. 551~580.