

CNC 회전형 분할테이블 개발사례

김 종 원

서울대학교 자동화시스템 공동연구소



- 1955년생
- 기계가공공정의 적응제어를 전공하였으며, 공장자동화시스템 개발, 메카트로닉스제품 설계 및 개발에 관심이 있다.

이 건 우

서울대학교 기계설계학과 교수



- 1955년생
- 기계설계에 있어서의 전산기이용 설계를 전공하였으며, 형상모델링을 이용한 자동설계시스템의 개발에 관심이 있다.

한 주 현

주식회사 유한시스템



- 1958년생
- 전자공학을 전공하였으며, PC를 응용한 제어시스템개발에 관심이 있으며, PCB 인서트테스터등의 개발에 관심이 있다.

1. 머리말

수직형 머시닝센터에서 원통형 소재의 표면에 나선형 홈을 엔드밀로 가공하거나, 수평형 머시닝센터에서 다각형 평면을 페이스커터로 가공할 때, 또는 초정밀 선반을 이용하여 레이저스캐너용 다각형 경면(polygon mirror)을 창출하는 경우 등, 일정원주를 분할하여 가공하는 공정은 매우 중요한 위치를 차지한다. 이러한 공정에 필수불가결한 것이 그림 1과 같은 회전형 분할테이블(rotary index table)이다. 회전형 분할테이블은 전량 외국에서 도입되어 국내에서 이미 많이 사용되고 있으나, 기술적인 난점 때문에 국내 자체 개발이 지연되어 왔다. 이에 따라서, 서울대학교 부설 자동화시스템 공동연구소에서는 1989년도에 국내 중소기업체와 협력하여, 상공부 공업기반기술개발과제로서 CNC 회전형 분할테이블을 개발하였으

며, 지금 현재 참여업체에서는 서울대학교의 지원을 통해 본격적인 제품 시리즈화를 계속하여, 1991년도 중반부터 국내에 시판예정으로 있고, 여기에서는 상기 개발사례를 요약하여

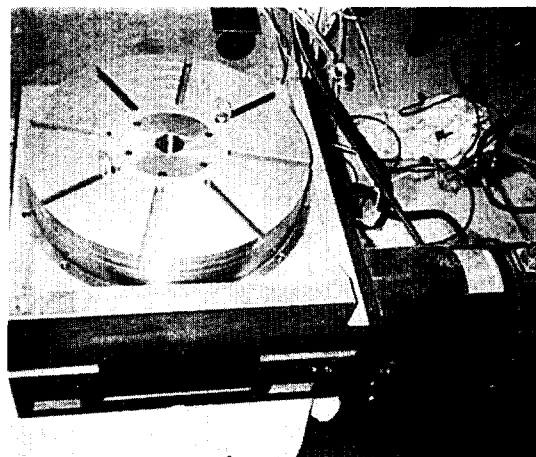


그림 1 회전형 분할테이블(rotary index table)

기술한다.

회전형 분할테이블의 종류는 그 구성방식에 따라서 표 1과 같이 구분된다. 표 1에서 알 수 있는 바와 같이, 회전형 분할테이블을 설치 형

태, 최종 분할정밀도 결정기구, 분할운동 창출 기구, 최소 분할지령치, 분할 정밀도, 클램핑 기구등에 따라서 많은 종류가 있다. 국내에서는 CNC 공작기계 생산업체에서 머시닝센터

표 1 회전형 분할테이블의 종류

회전형 분할테이블의 분류		국내 개발현황			국외 개발현황			서울대
구분	구성방식사례	대우중공업	대우중공업	시강엔지니어링	일본 NIKKEN	프랑스 SMP	독일 Fisher Brodbeck	
		수평형 머시닝센터B축 테이블	NC선반 PUMA10 터렛형 ATC	저가형 분할테이블	회전형 분할테이블	회전형 분할테이블	초정밀 분할테이블	NC 회전형 테이블
설치형태	별치식			○	○	○	○	○
	공작기계내장식 (built-in type)	○	○					
최종분할정밀도 결정기구	커빅커플링 (curvic coupling) 식		○	○			○	
	서보위치제어식	○			○	○		○
분할운동 창출기구	유공압실린더+랙 및 피니온기어			유압		공압		
	AC모터+제네바휠기구							
	유압모터+피니온기어+캠벨브		○					
	서보모터 웜기어 (worm gear)	○			○	○		○
	직접구동 (direct gear) 방식 서보모터							
최소분할지령치	1°, 5°, 30°, 45°, 90°		30°	90° (표준)			60°	
	0.001°	○			○	○		○
	0.001°미만							
분할정밀도	±40초 이내							
	±20초 이내	○	○	○	○	○		○
	±2초 이내						○	
클램핑 기구	유압직선형실린더	○	○	○				
	공압직선형실린더				○		○	
	유압원주형실린더					○		○

내장형 B축 회전형 테이블을 기술제휴에 의해서 생산하고 있으나, 별치식 회전형 테이블을 수요자가 원할 경우에는 대당 2,500~3,000만원의 가격으로 일본에서 도입하여 공급하고 있는 실정이다. 또한 일부 공작기계용 약세서리 유닛을 제작 판매하는 중소기업에서는 低價형 분할테이블을 생산하고 있으나, 유공압실린더와 랙(rack) 및 피니온 분할운동기구를 채택한 형태로서, 최소분할지령치 0.001°가 구현되는 NC 회전형 분할테이블을 생산을 못하고 있다.

이번에 개발된 분할테이블은 별치식이며, 서보위치제어방식으로 최종정밀도가 결정되고, 서보모터 및 웜 기어(worm gear)에 의해서 분할운동이 창출되며, 최소분할지령치 0.001°로 CNC 제어되어 분할정밀도 ±20초 이내가 구현되는 것으로서, 테이블 직경 450 mm 급의 대형기종이며, 대당가격은 1,500만원 이내다. 특히 분할동작 직후 정밀도 유지를 위해서, 유압원주형실린더 기구를 고안해서 응용함으로써, 클림핑 및 절삭부하에 의한 형상오차변화를 최소화 하였다.




국외현황으로서는 표 1에 보이는 바와 같이

이미 일본, 프랑스, 독일 등에서 제품화에 성공하여 시판을 하고 있으며, 특히 유럽에서 생산되는 제품의 정밀도와 강성이 가장 우수하다. 서울대에서 개발한 제품의 규격도 프랑스의 SMP社에서 생산되는 제품의 목표규격과 동일하다. 또한, 분할운동 창출기구로서, 직접 구동방식 서보모터를 사용한 제품이 나오기 시작하고 있는데, 이 경우에는 원주 360°당 360,000개 이상의 펄스를 창생할 수 있는 회전형 각 위치센서기술이 매우 중요해지며, 차후 연구개발 프로젝트로서, 서울대학교 정밀기계설계공동연구소에서 추진 예정이다.



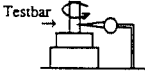


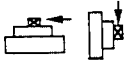




2. 목표 규격




제품 개발의 목표규격은 표 2와 같다. 항목 1에서 항목 10은 정밀도 규격이며, 항목 11에서 항목 28은 기구부 형상과 강성에 대한 규격이다. 본 규격은, 일본 Nikken사에서 제시하는 규격과 비교하여, 정밀도면에서는 동등 수준이고, 강성면에서는 일본제품보다 높으며, 유럽제품과 동등 수준이다.

표 2 CNC 회전형 분할테이블 목표 규격

No.	항 목	기 호	단위	S P E C
1	최소설정단위		deg	0.001°(3.6")
2	분할정밀도 누적		sec	±20"(±0.0056°)
3	분할반복정밀도		mm	테이블외주에서 ±0.003
4	본체밀면과 테이블상면 사이의 평행도		mm	0.02
5	테이블상면의 평행도		mm	0.01

CNC 회전형 분할테이블 개발사례

6	본체옆면과 테이블상면 사이의 직각도			mm	0.02 (300 mm에 대해서)
7	스핀들구멍내경 동심도			mm	0.01
8	회전중심동심도			mm	0.015 (입구쪽) 0.03 (선단 150 mm 지점)
9	Testbar 중심선과 중앙홀과의 평행도			mm	0.02 (300 mm에 대해서)
10	본체옆면과 테이블중심 축선의 평행도			mm	0.02 (300 mm에 대해서)
11	본체크기			mm	560 (W) + 520 (D) × 300 (H)
12	테이블 직경			mm	φ450
13	스핀들구멍직경			mm	φ120 (MTS CAP 付)
14	기 능				수평/수직 양방향
15	허용전복토크 (클램프유압 120 bar)			Nm	6,000
16	허용접선방향토크 (클램프유압 120 bar)			Nm	5,000
17	허용하중	수 평		kgf	1,000
		수 직		Nm	2,000
18	허용추력	수 평		N	35,000

	수 직		N	10,000
19	구동토크 (구동모터에 의해 결정됨)		Nm	3,500
20	최대회전속도 (구동모터에 의해 결정됨)		rpm	7.2
21	센터높이		mm	310
22	자체무게		kgf	약 400
23	가이드피스폭		mm	20 ⁰ _{-0.021}
24	테이블 T 홈폭		mm	14 ^{+0.018} ₀
25	모터최대회전속도 (구동모터에 의해 결정됨)		rpm	1,300
26	기어감속비			1 : 180
27	pulse coder		PPR	1,000 표준
28	최대허용 유압		bar	120

3. 기구부 기본설계

일반적으로 회전형 분할테이블의 분할운동을 창출하는 기구로서, 유압실린더, AC모터, 유압모터, DC/AC 서보모터, 직접구동식(DD) 서보모터등이 있다. 이 중에서 유압액츄에이터(actuator)는 누유 및 발열의 문제, 배관의 번거러움 및 비선형 특성에 의한 서보제어의 난이성 때문에 공압의 경우는 크기대비 출력비율이 낮고, 역시 공기의 압축성에 따른 제어난이성 때문에, 잘 쓰이지 않고 있다. 유공압 액츄에이터가 분할 테이블용으로 사용되는 예는 주로 360°를 4, 6, 8, 12 분할하는 경우에는 찾아볼 수 있는데, 랙 및 피니언 기구로 유공압실린더의 직선운동을 회전운동으로 전환하며, 최

충분할 정밀도는 커빅커플링(curvic coupling)으로 유지한다.

또한, AC 모터를 이용한 소형 분할테이블의 예를 볼 수 있는데, 이 경우는 제네바 휠기구(geneva wheel mechanism)를 써서 AC 모터의 회전운동을 간헐회전운동으로 전환하여 360°를 4분할부터 12분할까지 할 수 있다. 그러나, 제네바휠의 접촉면에서의 마멸, 불균일한 동작사이클에 의한 AC 모터의 급격한 부하 변동등이 신뢰성에 영향을 미치므로, 소형에만 일부 채택되는 실정이다.

최소분할지령치가 5°(72 분할), 1°(360 분할) 및 0.001°(CNC 1축제어)까지 내려가면 서보모터에 의존하지 않으면 안된다. 전기서보모터로서는 DC 서보모터, SM형 AC 서보모터, IM형 AC서보모터, 직접구동식 서보모터가 있

는데⁽¹⁾, 초정밀급이 아닌 경우에는 분할테이블 용으로서 SM형 AC서보모터가 가장 적절하다. DC 서보모터의 가장 큰 단점인 브러시가 없어서, 기계소형화, 유지보수항목제거, 정결성, 방폭성의 장점이 있고 특히 SM형 AC서보모터는 회전자에 영구자석으로 되어 있고, 자체 회전관성이 작아서 높은 마력비(power-rate)를 가지고 있기 때문에 IM형 AC서보모터 보다 유리하다. 본 프로젝트에서는 Q(품질), C(가격), D(납기) 측면에서 일본 Toei社의 SM형 AC서보모터(VLBS 시리즈)를 선택했으며, 이와 병행해서 국내 일진전기(주)의 DC서보모터(DM 시리즈)도 사용하였다.

서보모터를 사용할 경우, 직접구동방식이 아닌 이상, 웜 기어를 사용하여 감속하는 것이 일반적이다. 서보모터의 회전이 웜(worm)에 전달되고, 이것이 웜 휠(worm wheel)을 감속구동하고, 웜 휠과 테이블 본체가 결합이 되어 있어서, 결국 테이블 분할 회전운동이 이루어진다. 따라서 분할정밀도를 유지하기 위해서는 웜 기어의 정밀도가 매우 중요하다. 특히 웜 기어 동력전달기구에서는 웜 휠의 재질이 황동합금인 경우가 일반적이어서, 마멸이 제일 큰 문제이다.

이에 대해서, Nikken 사에서는 웜 휠도 웜과 동일하게 특수강(steel) 합금을 사용하여 마멸량을 감소시킬 수 있는 제품을 생산하여, 자체분할테이블에 사용하고 있으나, 외부회사에게는 웜기어 생산 노하우를 공개하고 있지 않다. 세계적으로 가장 정밀한 웜기어를 생산 판매하는 회사로서는 독일의 Ott 사가 있으며, 여기서 생산되는 웜기어는 그림 2와 같은 생크웜(shank worm)과 할로우 웜(hollow worm) 두 조각으로 분리되어 있어서 상호간의 위치를 조정함으로써 웜휠에 대한 백래시(backlash)를 현장학습할 수 있게 되어 있다. 본 프로젝트에서도 Ott 국내 대리점을 통하여 Ott 웜 및 웜휠을 도입하여 사용하였다.

회전형 분할테이블 설계시, 가장 중요한 항목중의 하나는 분할 이송 동작 완료후에 회전

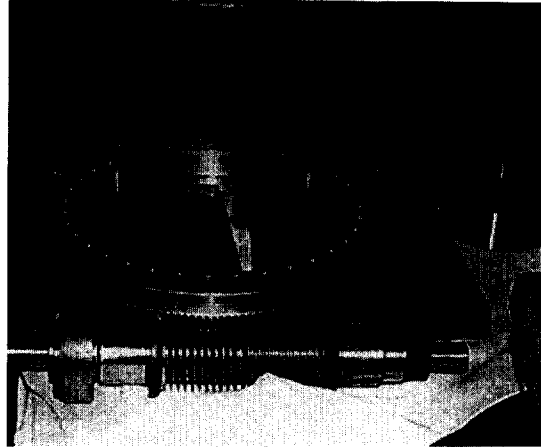


그림 2 Ott 사의 웜(worm) 및 웜휠(worm wheel)

테이블을 본체에 어떻게 고정시키는가 하는 것이다. 예를 들어서, 회전테이블 상면에 공작물을 고정 시키고, 공작물 원주상에 등간격으로 드릴링 작업을 하는 경우, 회전테이블을 분할이송 시켜서 제위치를 잡고나서, 본체에 강력하게 클램핑 시킨 후, 드릴링 작업에 들어가야만 강성이 보장된다. 이를 위한 클램핑 기구는 제품마다 제작기 다르며, 가장 중요한 설계 항목이 된다.

커빅커플링이 사용되는 분할테이블에서는 커빅커플링의 상하 부품들이 서로 수직방향으로 밀착되어야 하므로 클램핑 힘이 회전베어링의 축방향으로 작용되도록 설계될 수 밖에 없다. 따라서, 강성을 키우기 위해서 클램핑 힘을 증가시키려면, 회전베어링에 대한 부하가 동시에 증가하게 되므로, 필요이상 회전베어링도 강성이 큰 것을 사용하지 않으면 안된다. 이러한 단점을 없애기 위하여, 본 프로젝트에서는 클램핑 힘이 회전테이블 측면에 작용하도록 하여서 회전베어링에 클램핑 힘의 분력이 작용하는 것을 방지하였다. 즉, 그림 3에서와 같이 얇은 실린더 형태의 클램핑허브의 바깥쪽 방향에서 조이도록 하는 방법을 사용하였다. 이 경우 재질의 소성 변형을 피하고, 충분한 운동시간 동안 피로 파괴가 일어나지 않으면서 충분한 크

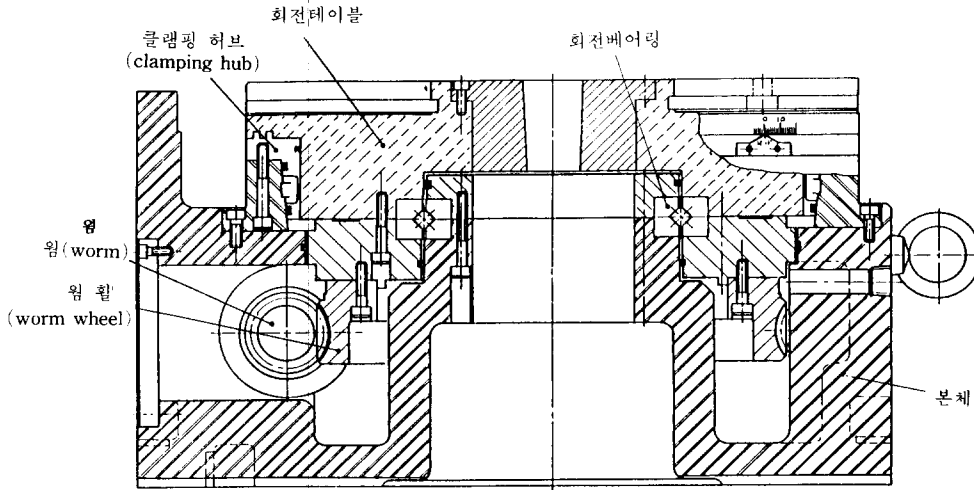


그림 3 CNC 회전형 분할테이블 기구부 레이아웃 측면도

기의 마찰력을 발생시킬 수 있는 부품 두께, 부품과 회전테이블 압착면 사이의 간격을 결정하는 것이 본 클램핑 방식의 핵심이라고 할 수 있다.

이상과 같은 기본설계 개념을 가지고 기구부의 레이아웃을 그린 것이 그림 3과 그림 4이다. 그림 3은 기구부의 측면도, 그림 4는 평면도를 나타낸다.

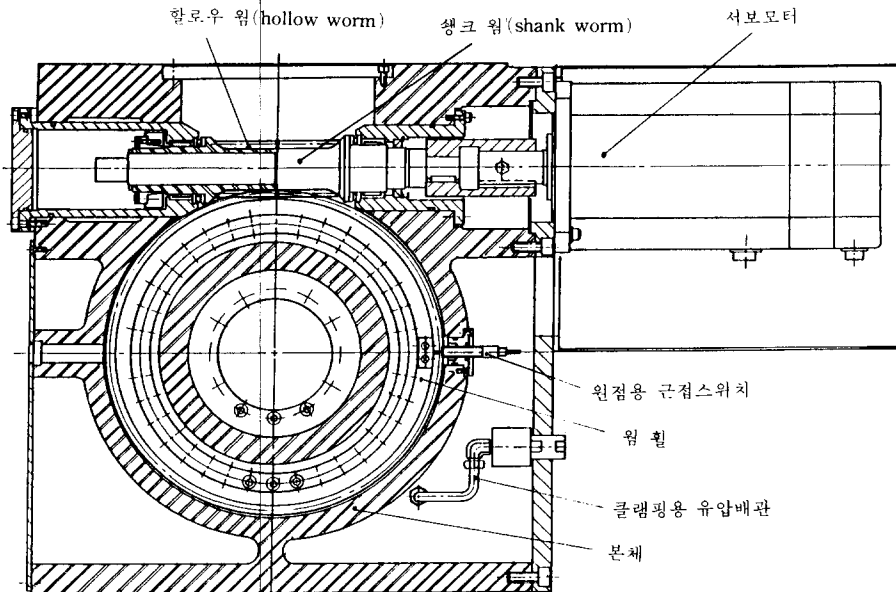


그림 4 CNC 회전형 분할테이블 기구부 레이아웃 평면도

4. 기구부 상세설계

그림 3과 그림 4와 같이 기구부 레이아웃이 기본설계를 통해서 구해지면 각 부품의 형상, 재질 및 치수를 상세하게 결정하고 부품간의 조립상태에 따른 형상공차 및 표면거칠기를 선정한다. 특히 회전베어링의 선정, 클램핑허브의 형상치수등은 강성확보의 측면에서 이론적 해석이 필요하다.

4.1 회전베어링의 선정

회전축을 구성하는 중요한 베어링으로 소형이면서도 강성과 정밀도를 보장하는 크로스롤러베어링(cross roller bearing)을 선정하였다. 부하조건을 고려해서 선정하여야 하는데 이를 위해서 가장 하중이 심하게 작용하는 경우(수평추력 3,500 kgf)를 고려하여 그림 5와 같이 회전테이블 및 회전베어링에 대한 자유물체도(free body diagram)를 작성하고, 이로부터 베어링에 걸리는 축방향하중(F_a), 반경방향하중(F_r), 굽힘모멘트(M_b)를 계산하면, $F_a=516$ kgf, $F_r=0$ kgf, $M_b=376.6$ kgf·cm가 된다. 이로부터 베어링의 정등가하중 P_0 를 계산하면

$$P_0=2209 \text{ kgf}$$

이다. 따라서 IKO 사의 크로스롤러베어링 중에서 CRB15030을 선택하면 허용 정등가하중 C_0 가 8790 kgf이므로 이에 따른 안전계수 fg

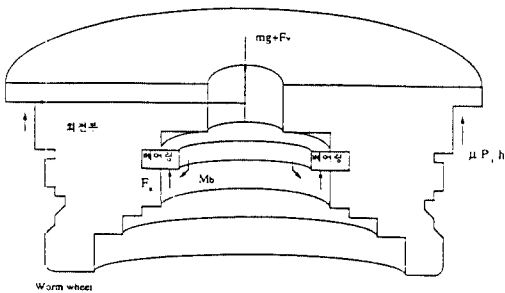


그림 5 회전베어링에 대한 자유물체도(free body diagram)

는

$$fg = \frac{C_0}{P_0} = \frac{8790}{2209} = 3.97$$

이므로, 선택된 베어링이 안전함을 알 수 있다. 여기서 안전계수가 다소 높게 느껴질 수 있으나, 이는 전체 레이아웃상 베어링의 내경이 더 작아질 수 없는 제약조건이 있으므로 더 이상 작은 베어링을 선택하는 것이 어려워진다.

4.2 클램핑허브의 형상 치수 결정

기본설계단계에서 결정된 그림 6과 같은 클램핑허브 부품에 대해서 목표규격에 따른 허용 접선토크 5000 Nm(클램프유압 120 bar 일 때)를 견딜 수 있도록 h, δ, n, r_0 를 결정한다. 클램핑허브가 P_0 에 의해 안쪽면이 δ 만큼 변형하였을 때, 회전테이블 접촉면으로 부터 받는 압력 P_i 는

$$P_i = \frac{P_0 \left\{ v(r_e^2 - r_0^2) + 2r_0^2 \right\} - \frac{E\delta}{r_i}(r_0^2 - r_i^2)}{(1-v)r_i^2 + (1+v)r_0^2}$$

여기서, v : 프와송비(poisson's ratio)

E : 탄성계수(young's modulus)

따라서, 회전테이블 접촉면과의 마찰력 F_f 는 아래와 같이 근사적으로 계산된다.

$$F_f = \mu P_i (2\pi r_i h)$$

여기서, μ 는 마찰계수이다. 따라서, 허용접선토크 T_t 는

$$T_t = r_i F_f = 2\pi P_i \mu r_i^2 h$$

이다. 한편, 클램핑허브가 소성변형이 일어나지 않고 충분한 운전시간동안 피로파괴가 일어나지 않는지를 확인하기 위해 아래의 von Mises의 항복조건식을 이용한다.

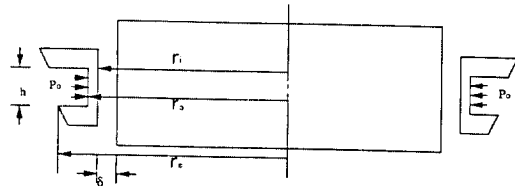


그림 6 클램핑허브에 대한 주요치수 정의

$$\sigma_v \geq \sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 \right\} + 3\tau_{rz}^2}$$

단,

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 + \left(\frac{r_i r_o}{r} \right)^2 (p_o - p_i)}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 - \left(\frac{r_i r_o}{r} \right)^2 (p_o - p_i)}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_z = \frac{p_o (r_o^2 - r_i^2)}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\tau_{rz} = \frac{p_o r_o h}{r_o^2 - r_i^2}$$

이상의 결과에 따라서 r_i 를 370 mm로 고정하고, $P_o=120$ bar에 대해서, $(r_o - r_i)$, δ 를 변화시켜 가면서, 상기조건을 만족하는 최적치수를 선정하였다. 그 결과로 $\delta=0.04$ mm, $r_o - r_i=2$ mm가 선택되었고, 이 때 클램핑허브의 재질은 SCM440으로 하였으며 탄성계수는 2.1×10^{11} N/m², 프와송비는 0.29로 계산하였다.

4.3 서보모터의 선정

서보모터의 선정은 특히 메카트로닉스 제품을 설계할 때 매우 중요한 일종의 하나이다. 일반적인 서보모터의 선정순서를 나타내면 그림 7과 같다. 그림 7에 대해서 본 프로젝트에서의 적용 예를 간단히 기술한다.

1 kW급 서보모터에 대해서 관성모멘트를 초기치로서 $J_M=0.2$ kg cm²으로 가정한다. 상세설계도면으로 부터 전체부하 관성모멘트를 계산하면,

$$GD_L^2 = \left(\frac{1}{n} \right)^2 \left\{ GD_{table}^2 + GD_{gear}^2 \right\} + GD_{worm}^2$$

에서 $GD_L^2=1.466$ kg × 10⁻² kg m², 따라서

$$J_L = \frac{GD_L^2}{4g} = 0.374$$
 kg cm²

이다. GD_L^2 을 결정하는 가장 큰 요소는 웜기어의 관성모멘트로서, 회전테이블과 소재의 관성모멘트는 기어감속비 $n=180$ 이므로, 전체부하 관성모멘트에 미치는 영향이 상대적으로 미약하다. 회전테이블이 정상상태에서 정속으로 회

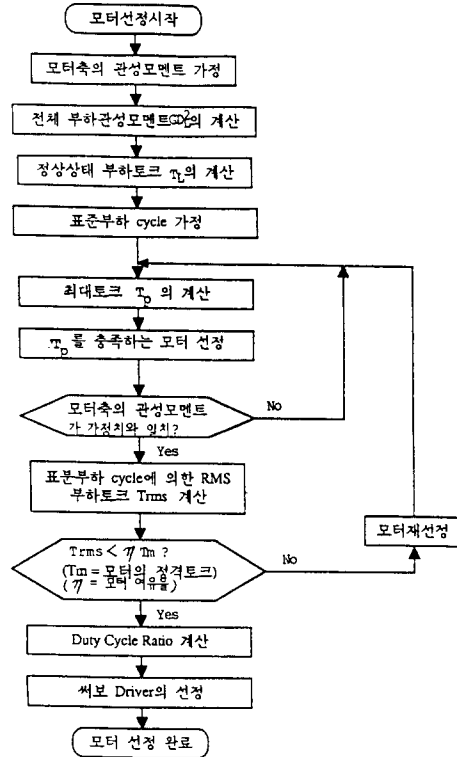


그림 7 서보모터의 선정 순서도

전할 경우 소요되는 토크 T_L 은

- (1) 테이블 자중에 의한 마찰토크
- (2) 웜기어회전시 접촉치면에서의 마찰토크
- (3) 모터내부의 마찰토크

(4) 접선방향 절삭분력에 의한 부하토크의 합계이다. 이때 (1)의 경우는 모터축으로 환산하면 기어감속비 $n=180$ 이므로 무시할 수 있으며, (3)의 경우 일반적으로 모터정격토크의 7%이내이므로 모터 여유율에 포함시키면 된다. (2)와 (4)의 경우를 고려하여 계산하면 $T_L=95.6$ kgf·cm이다.

회전테이블 사용 패턴으로서 $t_a=0.1$ 초 동안 가속하고 $t_c=5$ 초동안 정속 이송한 후, $t_a=0.1$ 초동안 감속후, 정지상태에서 t_a 초 동안 휴지한 후, 다시 가속, 정속, 감속, 휴지를 반복한다고 표준부하사이클을 설정한다. 이때, 최대토크 T_p 는 가감속구간에서 요구되며, 다음과

같이 계산된다.

$$T_{P1,2} = \frac{(J_M + J_L) 2\pi N}{60} \pm T_w$$

여기서 N = 모터정격회전속도 [rpm]

T_w = 웜기어회전시 접촉치면에서의
마찰토크(여기서는, 24.8 kgf·cm)

따라서, $T_{P1,2} = \frac{(0.2 + 0.0374) 2\pi (1000)}{60} \pm 24.8$

에서, 가속시 $T_{p1} = 273.4$ kgf·cm, 감속시 $T_{p2} = 223.8$ kgf·cm이다. 모터여유율 50%를 가정하여 모터의 최대토크는

$$T_{max} = T_{p1} / \eta = 546.8 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

이상이어야 한다. 따라서, 일진전기(주)의 DC 서보모터 카탈로그로 부터, DM08로 가능하다. 이때 DM08의 관성모멘트는 $J_M = 0.09$ kg cm s²으로서 초기에 가정한 $J_M = 0.2$ kg cm s² 보다 작다. 다시 $T_{p1,2}$ 를 계산하여

$$T_{p1} = 158.2 \text{ kgf} \cdot \text{cm}, T_{p2} = 108.6 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

이다. 이때 $T_{max} = 316.4$ kgf·cm이며, DM08로 충분하다.

그러나 표준부하사이클에 의해서, 정격토크도 충분한지 검토하지 않으면 안된다. 표준부하사이클을 이용해서 rms(root mean square) 토크 T_{rms} 를 산출한다.

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{T_{p1}^2 \times t_a + T_L^2 \times t_c + T_{p2}^2 \times t_a}{t_a + t_c + t_a + t_a}}$$

에서 DM08의 정격토크가 73.1 kgf·cm이므로, $T_{rms} = 73.1$ kgf·cm일 때, t_d 를 계산하면 $t_d = 31.7$ 초이다. 즉, 가동률(duty ratio) η 는

$$\eta = \frac{t_a + t_c + t_a}{t_a + t_c + t_a + t_a}$$

에 지나지 않는다. 이것으로 불충분하므로 DM08을 선정할 수 없다. 다시 DM10으로 선정하여, 최대토크 T_p 계산순서로 되돌아 간다. 다시 계산한 결과 DM10을 사용하여도 가동률이 20%밖에 되지 않았다. 따라서 그 다음 기종인 DM20을 선정하였더니 이때 가동률은 59%이었다. 가동률을 더 높이려면 모터가 너무 커져서 회전형 분할 테이블의 크기가 불필요하게 커져야 하기 때문에 최종적으로 DM20을 선정하였다. Toei사의 AC 서보모터도 상

기루틴을 거쳐서 SM형 AC서보모터 VLBS-A11012를 선정하였다.

4.4 웜 및 웜휠의 규격 선정

기본설계에 의한 레이아웃으로부터 회전테이블 직경 450 mm에 대해서 Ott 표준품인 9-09-3(그림 2 참조)으로 선택하였으며, 재질은 G₂S_nB₂12, 구조는 일체형(solid construction), 형상은 Ott 표준형상 버전 I으로 결정했다. 웜은 서울대학교에서 기본도면을 그려서 Ott사로 보내어 승인도면을 제출토록해서 확정하였고, 요구정밀도 및 형상공차는 Ott사 기준 class 2에 해당된다. 그림 2의 웜의 왼쪽에 보이는 것이 생크웜과 할로우웜을 체결하는 쉬링크 링(shrink ring)인데, Ott사의 추천품으로서 HSD44-12를 선정하였다.

5. 제어부 설계

본 제어장치의 주기능은 초기위치로부터 임의의 위치까지 정밀하게 위치 결정하는 것과 정속이송구간에서 이송속도를 임의의 지령속도대로 일정하게 유지하는 것이다. 즉 위치제어와 속도제어를 시간에 따라서 분할하여 가속후 등속구간까지는 속도제어를, 감속구간에서는 위치제어를 수행하여야 한다. 이를 위하여 지령된 임의의 최종위치와 이송속도에 대하여, 시간에 따른 위치 지령곡선을 제어장치가 먼저 창생하고, 이 위치 지령곡선을 회전테이블이 충실하게 추적할 수 있는 위치제어시스템을 구현해야 한다.

제어 방식의 선정시에 주로 결정해야 하는 항목은 다음과 같다.

- (1) 직접제어(제어(full feedback control) 방식과 간접제어(제어(semi feedback control) 방식
- (2) 위치센서의 PPR(pulse per revolution) 결정과 속도검출방식

직접제어(제어)방식은 회전테이블의 분할각을 직접 감지하여 위치제어용 폐환신호로 사용하는 방식으로 위치결정정밀도를 향상시킬 수 있

는 최선의 방법이다. 이 경우에는 회전테이블과 회전형 위치센서를 직결해야 하고 센서의 최소 검지 단위가 360,000 PPR 정도로 매우 작아야 하므로 센서의 가격이 비싸지게 된다. 센서는 주로 Heidenhain 사의 Glass-scale이나 Mitsubishi 사의 Inductosyn이 사용되는데 위치 결정 정밀도 $\pm 1 \sim 3$ 초가 가능하다.

본 프로젝트에서는 목표위치결정정밀도가 ± 20 초 이므로 저가격의 간접제환제어방식으로도 충분하다고 판단된다. 이 방식에서는 서보모터의 회전축의 회전각을 펄스코더나 리졸버로 감지하여 위치제어용 제환신호로 사용한다. 워기어에서의 감속비가 180 : 1이므로 1,000 PPR의 모터회전각센서를 사용하여 그 출력신호를 2배 배하면 직결형센서로 360,000 PPR 짜리를 선택한 것과 같은 기능을 얻을 수 있다. 다만 직접 검출방식인 관계로 동력전달계에서의 백래시 및 부하에 의한 변형량을 검출할 수 없다.

속도 검출방식으로는 펄스코더나 리졸버로부터 검출된 위치신호를 주파수-전압 변환기(F/V converter)를 이용하여 속도신호로 변화시키는 간접방식과 타코제너레이터를 이용한 직접방식이 있다. 타코제너레이터를 이용하기 위해서는 서보모터축에 위치센서와 병렬로 부착하여야 하기 때문에 모터 전체 크기가 커지는 단점이 있다. 따라서 속도제어가 최종목표가 아닌 경우에는 주파수-전압 변환기를 이용하는 것이 일반적이다.

본 프로젝트에서 개발된 회전분할테이블기구부의 구동을 위한 제어시스템 구성도는 그림 8과 같다. 여기서 위치제어유닛(position pack), 서보드라이버(servo driver) 서보모터(servo motor)는 서보모터 제작업체로부터 세트로서 해서 구입하고 주제어유닛(main control unit)과 전원공급부(power supply) 및 조작반(key & display)는 자체설계 하였다.

주제어유닛은 위치제어유닛에 대한 위치지령 펄스 및 방향신호를 산출 및 출력하는 기능, 조작반으로 부터의 1축 CNC 프로그램의 입력 및 해석 기능, 서보드라이버에 대한 동력절제

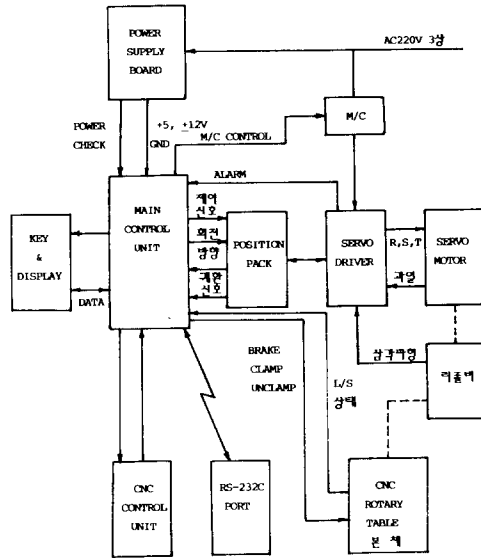


그림 8 제어부 블록선도(block diagram)

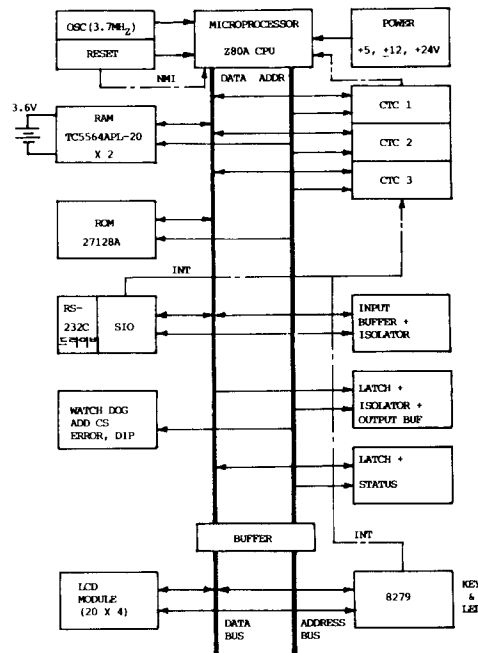


그림 9 주제어장치(main control unit) 상세도

(on/off) 신호산출 및 출력, 서보계로부터의 경고신호감시기능, 외부 CNC 제어유닛과의 신호교환기능 및 외부기기와의 RS-232C 통신

기능 등을 수행한다.

본 프로젝트에서는 제품화를 고려하여 상기 주제어 유닛(main control unit)을 마이크로프로세서가 기반이 되는 제어장치로 설계하였다. 그림 9에 상세구성도를 보인다. 프린트 기판(PCB)은 2종류로서 주제어기판과 조작판(키 조작부와 LCD 패널용) 기판으로 나누어진다. 마이크로프로세서로서의 Zilog 사의 8비트짜리 Z80A를 사용하였으며, Z80용 CTC를 이용하여 임의의 시간간격의 가로채기 신호를 만들어 낼 수 있다. CNC 분할테이블 구동을 위해서 사용자가 작성한 CNC 프로그램을 저장하기 위하여 16 kbyte 짜리 RAM을 사용하였으며, 전원 off시에도 메모리 유지를 위해 배터리 백업을 하였다. 또한 주제어유닛의 기능구현을 위한 O/S용 소프트웨어는 16 kbyte 짜리 EPROM에 저장된다.

6. 가공 및 조립기술 개발

본 프로젝트에서는 개발된 CNC 회전형분할테이블에는 총 28종의 가공부품이 있다. 이 중 에서 대물가공품은 본체(main body : 품번 CRT1010)와 회전테이블(rotary table : 품번 CRT1021)로서 모두 GC30 재질의 주물부품으로서 목형 제작을 통해서 소재개발을 했다(그림 10 참조). 또한 정밀급 부품으로서 중소형 부품은 모두 5종류가 있는데 그림 11의 클램핑허브의 $\phi 370$ 부위를 연마할 때는 회전테이블상의 상대편 $\phi 370$ 부위에 대해서 + 0.02~0.04 mm의 틈새를 유지하도록 현합하였다. 또한 클램핑허브의 1/5 테이퍼 부위도 상대부품과 접촉률을 80% 유지하도록 광명단을 발라서 확인하며 연마하였다.

회전형분할테이블의 조립순서를 입체식 전개조립도상에 표시하면 그림 12와 같다. 제 1 단계가 회전테이블부의 소조립으로서 회전테이블의 상면을 밑으로 오게 뒤집어 놓고 회전베어링 및 워휠까지 조립한다(그림 13 참조). 제 2 단계가 본체 소조립공정이다. 클램핑허브등 클

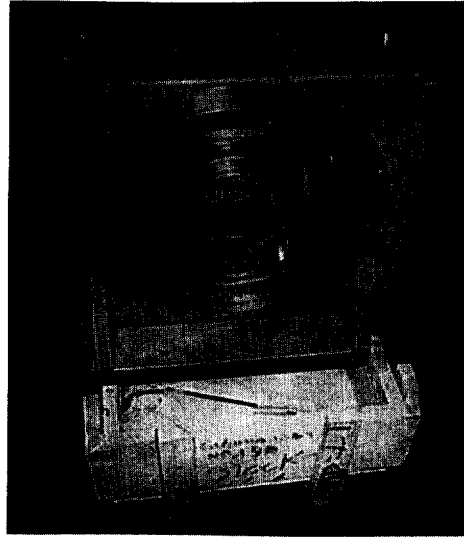


그림 10 본체 가공후 사진

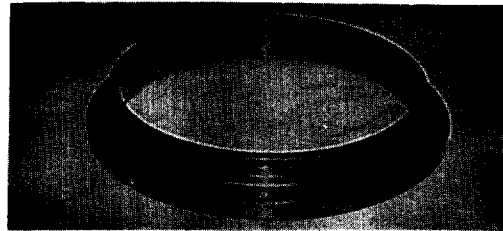


그림 11 클램핑허브(clamping hub) 가공후 사진

램피일린더 부분을 순서대로 조립한다(그림 14 참조). 제 3 단계가 대조립으로서 워기어부를 본체에 결합시키는 공정으로서 이때 워기어부와 워휠의 백래시를 회전테이블 주위에서 약 0.008 mm 되도록 지정한 후, 쉬링크 링(shrink ring)을 체결한다. 제 4 단계로서 서보모터를 조립하고, 제 5 단계로서 유압배관 및 센서를 조립하면 그림 1과 같이 대조립이 완료된다.

7. 평가 기술 개발

CNC 회전형분할테이블을 조립한 후 목표규격을 만족하는지 확인하기 위하여 그림 15와 같은 시험치구를 이용하여

- (1) 허용 하중 평가 시험

CNC ROTARY TABLE

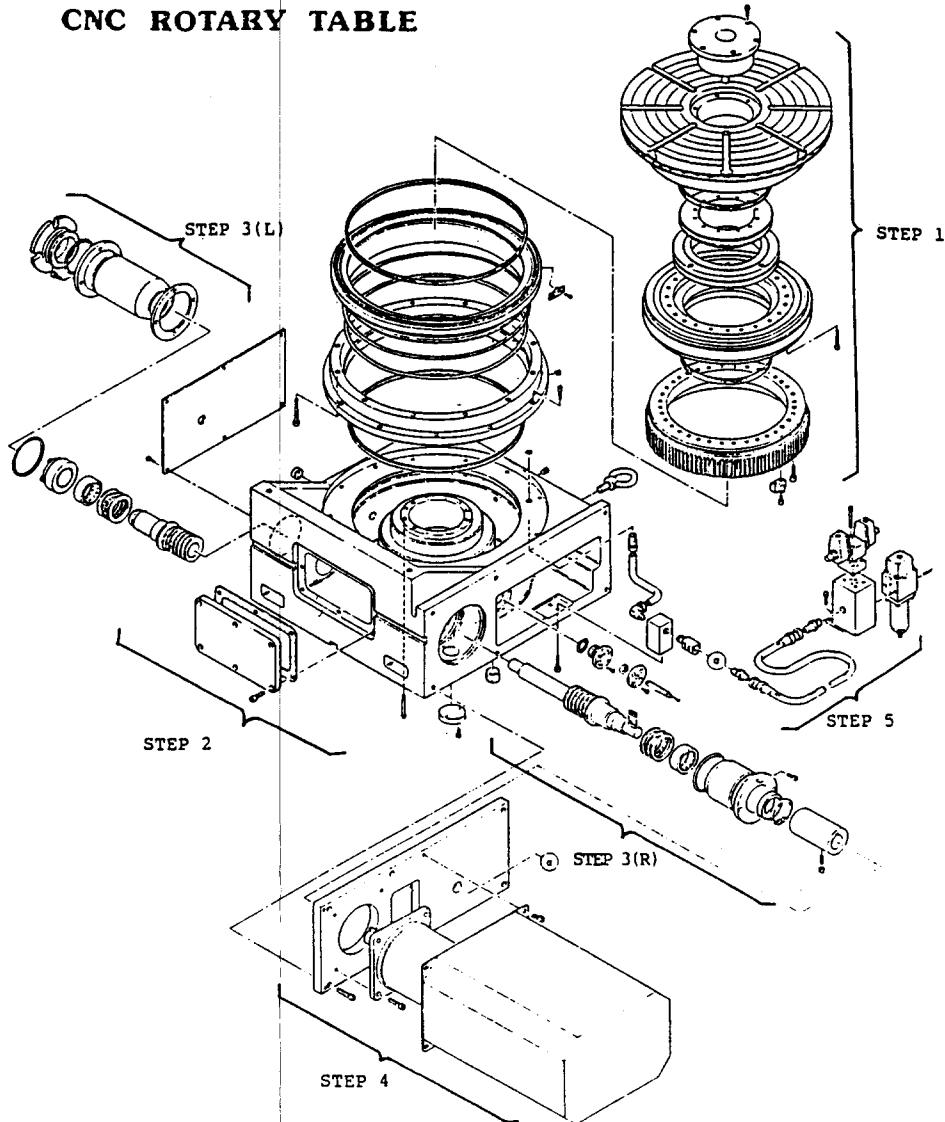


그림 12 입체식 전개조립도 상에서의 조립 순서

- (2) 강성 평가 시험
 - (3) 정밀도 평가 시험
- 을 수행한다.

7.1 허용 하중 평가 시험

허용 하중 평가 시험은 회전형분할테이블을 각각 수평 및 수직 위치로 시험치구위에 설치

한 후 회전테이블 상면에 임의의 무게의 소재를 장착하여 연속운전을 시켰을 경우에 기능상이상이 없으며 반복 정밀도와 이송속도에 변화가 없는지를 확인하는 것이다. 목표규격은 수평위치에서 1000 kgf의 소재무게까지, 수직위치에서 2000 Nm의 부하모멘트까지이다.

하중 시험을 위해서 두께 20 mm인 인 철판

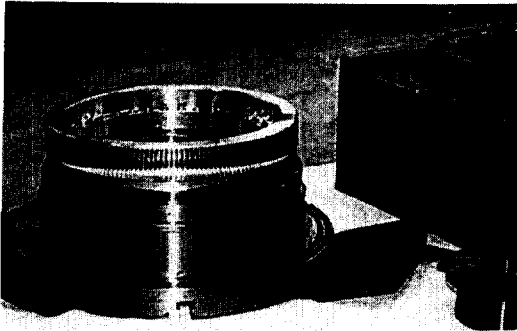


그림 13 Ott 워플이 조립된 모습

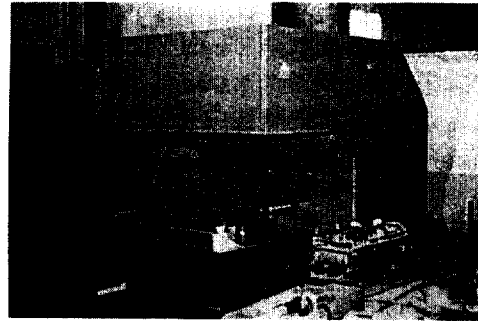


그림 15 허용하중 및 강성평가를 위한 시험치구 전경

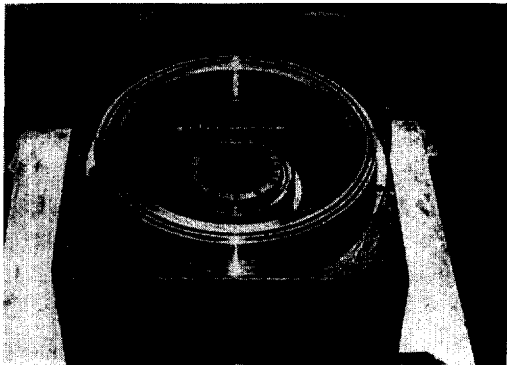


그림 14 본체부 소조립이 완료된 상태

소재를 원형으로 직경 500 mm로 용접절단하여 각각 무게가 20 kgf가 되는 가상의 소재 (dummy weight)를 50개 제작하고 이 소재를 회전테이블위에 고정시킬 수 있도록 고정치구 (무게 40 kgf)를 제작하였다. 이 고정치구를 먼저 회전테이블 상면에 장착하고, 20 kgf의 가상의 소재를 하나씩 적재할 때마다 회전테이블을 원점에서 +35° 이송후 다시 원점 복귀시키는 작업을 반복하면서 원점복귀 반복정밀도와 소요시간을 측정하였다.

시험 결과 수평위치에서 가상의 소재 50개를 모두 적재할 때까지(이때 하중은 1040 kgf) 반복 정밀도 +0.002 mm 이내, 사이클시간 56.2 ± 0.5 초 이내에 들었기 때문에 양호한 것으로 판정하였다. 수직위치에서도 가상의 소재 35개를 적재할 때까지(이때, 수직하중 2000 Nm) 반복 정밀도가 ± 0.03 mm 이내에 들며

사이클 시간도 ± 0.1 초 이내에 들었기 때문에 양호한 것으로 판정하였다.

7.2 강성 평가

그림 15는 본 시험을 위해 제작한 시험기구의 전경이다. 이 시험치구에는 유압실린더가 설치되어 있어서, 유압실린더의 위치 및 압력을 변화시킴으로써 원하는 임의의 부하하중 F_s 를 만들어 낼 수 있다.

강성평가는 아래와 같이 5가지 항목에 걸쳐서 클램핑 압력 70, 100, 120 bar에 대해서 각각 수행하였다.

- (1) 접선방향토크 : 토크작용점 225 mm에서 5,000 Nm (120 bar)
- (2) 수평전복토크 : 토크작용점 400 mm에서 6,000 Nm (120 bar)
- (3) 수직전복토크 : 토크작용점 400 mm에서 6,000 Nm (120 bar)
- (4) 수평허용추력 : 35,000 N (120 bar)
- (5) 수직허용추력 : 10,000 N (120 bar)

표 3은 접선방향토크에 대한 강성시험 결과이다. 시험치구에 CNC 회전형분할테이블을 고정핀과 고정볼트를 이용하여 설치하고, 강성검사용 보조치구를 테이블 상면에 볼트로 고정 한 뒤, 유압실린더로 부터의 부하하중 F_s 가 보조치구의 끝단에 걸리게 하고, 힘 F_s 를 점 점 증가시키면서 보조치구 끝단에서의 변형량을 인디케이터로 측정하였다. 변형량이 급격히

증가(±5% 이상)하는 지점에서 허용 접선 방향 토크를 선정하면 70 bar의 클램핑유압일 경우에는 3,300 Nm, 100 bar 경우에는 4,000 Nm, 120 bar 경우에는 4,700 Nm임을 알 수 있다. 이것은 목표규격 5,000 Nm 보다 약 6% 작게 평가된 것이다.

표 4는 수평전복토크에 대한 강성시험 결과이다. 수평전복토크 측정 결과 매우 흥미있는 사항이 발견되었다. 즉, 앞에서, 접선방향토크에서와는 반대로 부하토크 6,000 Nm에서 클램핑압력이 70 bar에서 120 bar로 증가할수록 수평전복토크에 의한 변형량이 크다. 이것은 클램핑 허브가 더욱 강하게 회전테이블을 조일수록 클램핑허브 외벽과 본체사이의 틈새가 더욱 더 커지기 때문이다. 이것은 설계 당시에는 전혀 예측하지 못했던 사항으로서 양산 제품 설

표 3 접선방향토크에 대한 강성시험결과

No	토크작용점 = 225 mm			클램프 유압에 따라 변형량 5회 측정평균 (mm)		
	F_s (kgf)	치구용 유압원 압력 (bar)	토크 (Nm)	70 bar	100 bar	120 bar
1	1361	11.7	3000	0.002	0.002	0.000
2	1497	12.8	3300	0.001	0.002	0.000
3	1678	14.3	3700	0.014	0.003	0.001
4	1814	15.5	4000	0.021	0.005	0.002
5	1950	16.7	4300	0.020	0.010	0.002
6	2132	18.2	4700	0.027	0.014	0.002
7	2268	19.4	5000	0.032	0.017	0.006
8	2494	21.4	5500	0.043	0.020	0.018
9	2721	23.3	6000	0.061	0.030	0.023

시험장치

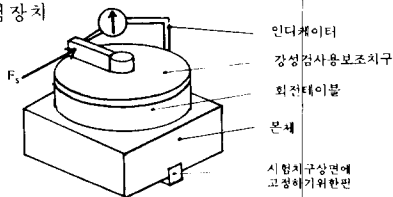
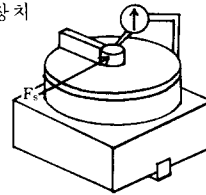


표 4 수평전복토크에 대한 강성시험결과

No	토크작용점 = 400 mm			클램프 유압에 따라 변형량 5회 측정평균 (mm)		
	F_s (kgf)	치구용 유압원 압력 (bar)	토크 (Nm)	70 bar	100 bar	120 bar
1	1380	11.8	5400	0.021	0.023	0.040
2	1530	13.1	6000	0.022	0.029	0.040
3	1680	14.4	6600	0.030	0.032	0.040
4	1890	16.2	7400	0.049	0.040	0.047
5	2040	17.5	8000	0.043	0.041	0.041
6	2190	18.7	8600	0.047	0.047	0.045

시험장치



제시에 클램핑허브 자체에 예압을 걸어주는 설계를 보완해야함을 알 수 있게 해주었다. 변형량의 추이를 보면 6,600 Nm(목표 6,000 Nm)까지의 수평전복토크에 충분히 견딜 수 있다고 판단된다.

이와 유사한 방법으로 수직전복토크에 대해서는 목표 규격 6,000 Nm까지 충분히 만족하고 수평허용추력에 대해서는 70 bar에서 2,200 kgf 까지, 100 bar에서는 2,800 kgf, 120 bar, 3,000 kgf 까지 가능했으며, 이것은 목표규격

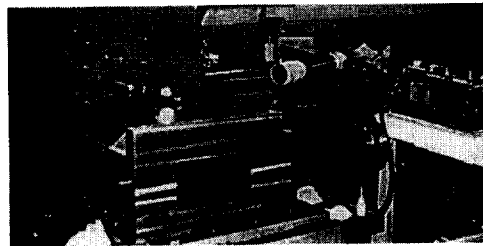


그림 16 오토콜리메터를 이용해서 정밀도평가를 실시하는 모습

표 5 정밀도평가시험결과

구 분	목표사양	실시횟수	측정치	비 고
위치결정 정밀도 (360° 누적)	±2" 이내	1	+2.5"	원점복귀 ↓ 360° ccw 회전후 정지
		2	0.0"	
		3	0.0"	
		4	-1.5"	
		5	0.0"	
		6	0.0"	
		rms 값	±1.2"	
반복정밀도	원주상에서 ±3 μ(±2.75")	원주상에서 ±3 μm(±2.75")	±2.5"	상기위치 결정 정밀도 데이터에서
Backlash	±20" 이내	1	-21.5"	원점복귀 ↓ 360° ccw지령 ↓ 0° cw 지령
		2	-19.0"	
		3	-12.0"	
		rms 값	±18.0"	

3,570 kgf (35,000 N)보다 16% 작게 평가된 것이다. 이 문제는 회전베어링 조립시 축방향에 압을 더 크게 걸어줌으로써 해결할 수 있다고 판단된다. 수직하중 추력은 목표규격 1,020 kgf (10,000 N)에 대하여 문제없이 만족하였다.

7.3 정밀도 평가

그림 16과 같이 오토콜리메터(auto-collimator)로 위치 결정정밀도(360° 분할시의 누적오차), 반복정밀도 및 백래시양을 측정한 결과는 표 5와 같다. 한 방향으로의 위치결정정밀도는 ±1.2 초로 매우 양호하나 백래시양이 18초로서, 전체누적정밀도는 ±19.2초(목표 ±20초)이다. 양산단계에서 백래시 보정을 더욱 정밀하고, 백래시 보정제어를 수행한다면, 더욱 정밀도를 향상시킬 수 있다고 판단된다.

8. 맺음말

본 프로젝트에서 개발된 CNC 회전형분할테이블은 직경 450 mm로서 대형기종중의 하나이다. 따라서 개발이 완료된 시점에서 중소형기

종을 포함하여 CNC 회전형 분할테이블의 시리즈화에 필요한 핵심기술을 확보하였다고 평가된다. 1991년도에 상품화 제품을 출고하는 것을 목표로 현재 다음과 같은 사항에서 개선 중에 있다.

- (1) 중형급(테이블 직경 320 mm) 및 소형급(200 mm)의 CNC 회전형 분할테이블의 기구부 설계 추진
- (2) 외관형상의 개선 및 커버류 재설계 추진
- (3) 제어부 기능 보강 및 중·소·대형급 기구부 대한 제어부 공용화 설계 추진

마지막으로 본 프로젝트는 서울대학교 자동화시스템공동연구소가 주관기관이 되고, 유한시스템이 참여업체가 되어, 상공부에서 시행한 공업기반기술개발과제 "Auto Index Chuck 기술개발에 관한 연구"로 수행한 기술개발 결과임을 밝힌다.

참고 문헌

- (1) (株)安川電機, 1986, "ナカトロニクスのためのサーボ 技術入門," 日刊工業新聞社.