

다기능 복합가공기 개발에 대한 연구(I) A Development of a Multi-Axis Turning Center (I)

이시다¹, 편 영식²

^{1)통일중공업 Mechatronics 연구소, ^{2) 선문대학교 기계 및 시스템공학부}}

<요약>

기존의 복합Turning Center보다 비구심상태에서의 가공, 3축밀링가공 및 3축/4축 동시 Milling가공 등의 특징을 갖고 복잡한 형상과 기능을 갖고 있는 부품 생산용 각종 FMS/C의 기본기계가 될 다기능 복합가공기[최대가공경 310mm *최대가공길이600mm, 6축제어(4축동시가공), ATC Magazine 20개, 주축18.5KW, 제2주축 15KW 회전수36-1,600RPM의 강력,고속,정밀 다기능 복합가공기]를 제2차 선도기술개발사업을 통해 개발을 추진하고 있다.

2,000(15,000)RPM, 급속이송속도 X:15M/min, Y:10M/min, Z:20(30)M/min, 위치정밀도±0.005mm의 강력,고속,정밀 다기능 복합가공기를 개발할 것을 목표로 세우고 추진하고 있다. 개발되는 다기능 복합가공기가 기존의 Turning Center(C축과 Milling Head의 ATC 부착)에 비해 갖게되는 우수한 기능을 정리하면 [표-1]과 같다. 일본에서도 1996년 동경전시회에서 다기능 복합가공기를 몇개업체에서 전시한 이후 급격히 보급수량이 늘고 있다.

1. 서론

가전제품이나 자동차 부품의 조립자동화가 최근의 제조시스템기술개발의 중요과제로 취급되고 있다. 조립자동화를 용이하게 하기 위한 설계의 한 방안이 부품수를 줄이는 것이다. 이로 인해 부품형상이 더욱 복잡해지고 있어 기존의 가공기계를 이용하여 가공할 경우에는 투입되는 기계의 종류와 대수가 점점 증가하게되며, 공정간 이동이 많아지고, 셋업변경에 의한 정밀도관리의 부하가 증가하고, 공정간의 균형을 이루기도 쉽지 않다.

제1차 선도기술개발사업을 통해 설치된 FMS는 3축과 5축의 수평머시닝센터로 구성된 각종물 제작을 위한 시설이다. 이를 제2차 선도 기술개발사업을 통해 공장단위의 CIM으로 확장 발전시키기 위해서는 공작기계 주축류를 비롯한 환형물의 가공을 위한 FMS/FMC의 설치가 필수적이다. 또한 통계에 의하면 환형물의 75%정도는 밀링과 드릴등의 후가공을 수반하고 있다

이러한 요구에 부응하여 제2차 선도기술개발 사업을 통해 최대가공경310mm*최대가공길이 600mm, 6축제어(4축동시가공), ATC Magazine 16개이상, 주축18.5KW 회전수25-2,500RPM, 제2 주축15KW 회전수35-3,500RPM, 회전공구회전수

[표-1] 개발되는 다기능 복합가공기의 장점
(기존의 Turning Center 대비)

순	주요특징	내용
1	제2주축을 이용한 배면가공	-공정이동이나 180도 반전가공이 불필요
2	비구심상태에서의 가공	-Y축이용 Offset Center 상태에서 윤곽가공, Helical Cutting, 정밀홈가공, 분할가공등 가능 -가공정밀도 향상 및 사상성 향상
3	Machining Center와 같은 3축가공	각종 가공평면(X-Y, X-Z, Y-Z)상 가공 및 3축동시가공
4	동시4축가공	- Machining Center에서 가공하던 4축 동시가공 제품을 고속 가공 가능 - 터빈브레이크등 형상가공

1-1. 시장분석을 바탕으로한 개발사양 설정

미, 일, 독, 러등 4개국 8개 선진공작기계업체의 신규개발기종과 통일중공업의 국내외 영업 망을 활용한 유사기종 사용자들을 방문하여 조사한 자료와 제2차 선도기술개발사업 기획팀의 조사분석보고를 통해 요청된 개발 요구사항을 바탕으로 하여 기본적인 개발사양을 [표-2]와 같이 결정하였다.

[표-2] 개발목표 사양

호 칭(단 위)		사 양
최대가공경(mm)		310 ϕ
최대가공길이(mm)		1050
X 축 이동량(mm)		500(450+50)
Z 축 이동량(mm)		Z1: 1100
		Z2: 1100
Y 축 이동량(mm)		180(± 90)
주축(1,2)회전속도(rpm)		36-3600
회전공구 주축 회전(rpm)		40-4000
선삭공구치수(mm)		$\square 25/\phi 40$
급송 이송속도(m/min)		X: 24, Z1: 30
		Z2 :24 ,Y:10
ATC	형식	MAS BT40
	수량	20
	교환시간	3
전동기	주축	22/18.5
	제2 주축	15/15
	회전공구	8.3/5.5
AWC	교환시간	2

1-2. 개발목표 사양 결정을 위한 구조 및 시스템 개념설계

1) 일차적으로 공작기계용 각형물 FMS에 작업되어져야 하므로 스피들류의 가공에 필요한 최대가공길이를 1,050mm로 하였으며 배면가공과 동시회전이 가능토록 제2주축과 Z₂축이동장치를 설치한다. 공작물의 자동착탈과 자동창고와의 물류이동 자동화를 위해 Gantry Type 공작물 자동착탈장치를 설치한다.

2) 습동면 형식과 급이송속도는 신규 공작기계 개발의 흐름이 고속, 정밀, 강력절삭이라는 세 마리 토끼를 한번에 잡는 방식을 취하고 있으므로 이에 따라 각축에는 특수강을 열처리 연마하여 주물구조물에 부착하는 방식을 채택하고 최대이송속도를 Z1축 30M/min X와 Z₂축 24M/min, Y축은 10M/min가 되도록 설정한다.

3) 주축정밀도를 ISO1940 1등급 보다 우수한 성능을 유지하며 척단면에서의 Radial Cutting Force 1,000N, Axial Cutting Force 500N의 강력절삭이 가능하며 최대속도 3,600 RPM이 되도록 주축을 설계한다. 습동면의 면압도 중절삭하에서 6N/mm²이하가 되도록 하고 이송계도 최대가공속도가 10M/min되도록 이송계를 설정한다.

2. 세부사양설계 및 해석

위와 같은 개념설계를 통해 설정된 규격과 사양에 의해 기계조립도를 구성하면 <그림 1-2>와 같다. 주요 구성Unit들에 대한 기본적인 세부 설계가 정리되면 설계품질의 향상을 위해 두 개의 주축시스템, X, Y, Z₁, Z₂ 축 이송계, 왕복대, ATC, 심압대등의 정적 및 동적부하에 따른 거동과 열의 발생에 따른 변형특성을 분석하여 구체적인 세부설계사양을 확정해 나간다. 금번의 개발보고에서는 이들중 가장 중요한 주축시스템에 대한 세부사양설계 및 해석내용에 대하여 설명하고 나머지 부분에 대한 세부사양설계와 해석내용에 대하여서는 다음번 학술대회나 학회논문집을 통해 발표할 계획이다.

◇ 주축시스템 해석 및 세부설계

주축시스템은 다음과 같은 성능을 만족할 수 있도록 세부 설계되어져야 한다.

1) 제1,2주축의 정밀도는 주축단에서의 Radial Runout이 5.0 μ m, 150mm부위에서 5.0 μ m (ISO1940 First Class)의 75%이하를 만족해야한다.

2) 회전공구주축도 머시닝센터의 주축정밀도 1등급이하의 정밀도를 갖도록 주축단에서의 Axial/Radial Runout이 5.0 μ m이하가 되게 한다.

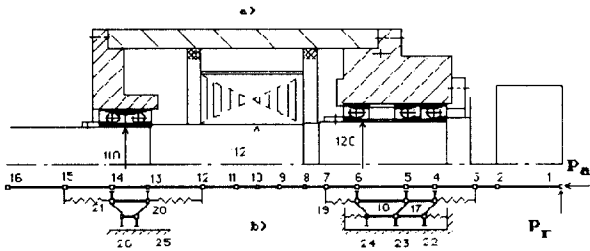
3) 고속강력절삭이 이루어지는 1,000RPM범위에서의 Chucking단에서의 Radial Stiffness가 약 286N/ μ m이 되어야하고, 3,600RPM에서의 주축단에서의 Radial Stiffness가 약 200N/ μ m이 되어야한다. 회전주축에서는 Endmill에 의한 고속 강력절삭이 기대되는 4,000RPM에서의 주축단에서의 Radial Stiffness가 약 286N/ μ m이 되도록 설계되어져야 한다.

3) 베어링 수명과 스피들의 열변형을 최소화 하기 위해서 최고속도에서 3시간을 연속하여 작업할 경우에도 주축 베어링의 온도가 섭씨50 °C 이내가 되어야하며 이를 위해서는 발열로 인한 온도상승이 8-10 °C정도가 되도록 윤활류냉각시스템을 설계해야한다. Built-In Type주축모터로부터의 발열량도 고려하여 윤활유의 냉각시스템 설계시 고려한다.

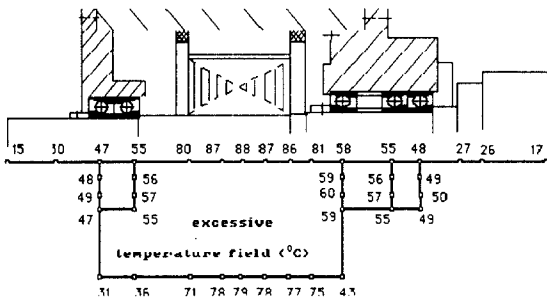
4) 주축베어링의 수명은 고속주축인 경우엔 작업범위내에서 연속 10,000시간이 되도록 설계되어야한다.

2-1: 스피들베어링 및 구조선정

위와 같은 성능을 만족시키기 위하여 SKF의 UP급 볼 베어링($d \cdot n = 0.7 \cdot 10^6$ 이상)이 선정되었다. 주축의 Quasi-Static Stiffness, Dynamic Stiffness, Spindle Rotation Accuracy 등의 해석을 위한 구조와 해석모델을 <그림-3>과 같이 설정하였고, 열에 의한 변위와 안정성을 해석하기 위한 구조와 해석모델은 <그림-4>와 같이 설정하였다.



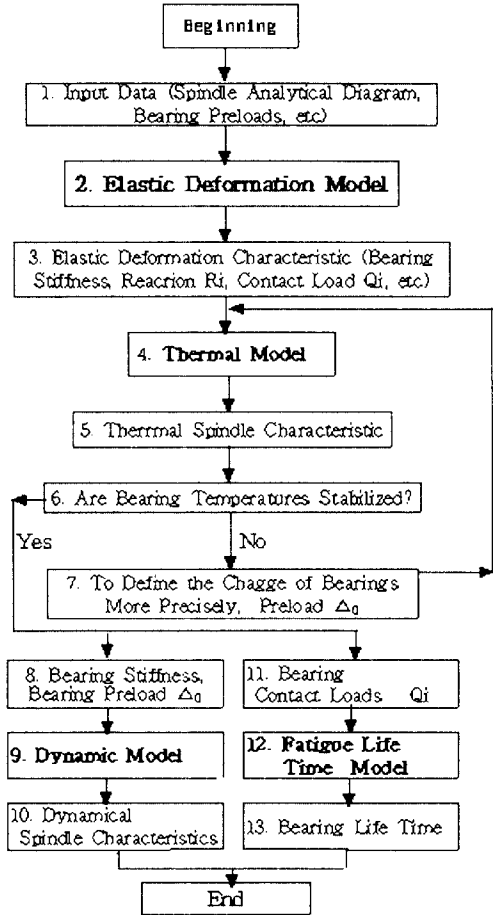
<그림-3> 주축의 구조^{a)} 및 강성 해석모델^{b)}



<그림-4> 주축의 구조^{a)} 및 열 해석모델^{b)}

2-2. 설계해석 및 보완

이와 같은 구조로 설계된 주축이 요구하는 성능을 만족하도록 하는 적절한 설계였는가를 분석하고 성능 향상을 위해 보완해야할 점을 찾아내기 위하여 사용하는 주축설계해석 소프트웨어의 기본적인 구조와 계산의 흐름을 정리하면 <그림-5>와 같다.



<그림-5> 주축설계해석 소프트웨어의 기본적인 구조와 계산의 흐름

주축의 요구성능, 기본설계를 통해 구해진 스피들등 부품의 자료, 선정된 베어링의 특성치, 윤활조건, Built-in Motor의 특성등을 입력자료로 하여 설계된 주축의 성능을 분석하고 요구성능에 맞도록 세부설계를 보완한다.

1) 3,600RPM의 고속 가공시 8-10KN의 Radial방향의 추력을 받게되면 베어링 볼의 Gyroscopic Moment에 의해 베어링의 마모와 발열의 문제가 발생할 것이 분석되었다. 이를 방지하기 위해 Front Support Bearings들은 Axial Preload를 4KN, Rear Bearings들은 Axial Preload를 0.8-1.0KN를 걸어 주어야한다.

2) 주축베어링의 수명은 일반적인 작업영역에서는 수명이 10,000시간이 충분히 초과하였다. 단지 RPM3,000-3,600의 고속강력작업시 Radial Force가 8KN이상 걸리는 중절삭인 경우가 발생

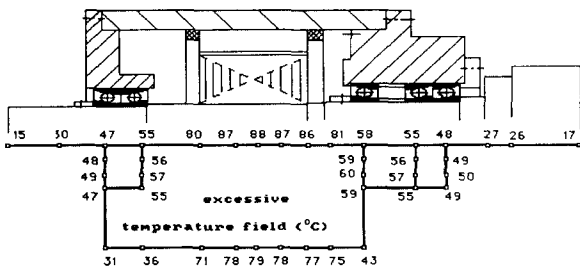
시만 수명이 3,000시간 정도 되었다.

3) 주축의 Runout은 전회전수범위에서 $2.5\mu\text{m}$ 이내이므로 요구성능을 충분히 만족한다.

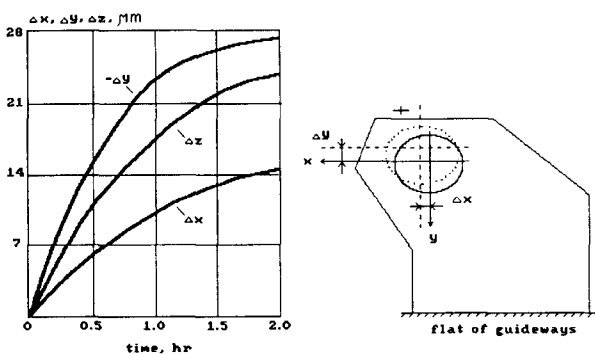
4) 주축의 정강성 해석 결과 1,000RPM범위에서 주축단에서의 Radial Stiffness가 $310\text{N}/\mu\text{m}$ 이상이 되었고, 3,600RPM에서 주축단에서의 Radial Stiffness도 $220\text{N}/\mu\text{m}$ 이상이 되었고, Axial Stiffness도 $580\text{N}/\mu\text{m}$ 이상이 되어 초고속 강력 절삭이 가능한 주축의 특성을 확보하게 되었다.

5) 주축의 동특성을 해석한 결과 1,000RPM부분에서는 회전 및 위치제어 정밀도를 해치는 진동변형이 예측되므로 이 회전속도 범위에서는 정밀위치제어나 가공 특히 정밀가공이 이루어지지 않도록 PC-NC에 안전장치를 설치할 예정이다

6) 주축의 열특성을 해석한 결과 RPM3,600에서 안정에 소요되는 시간이 2-2.5시간정도 소요되었다. 이때의 각부분의 온도를 예측하면 <그림-6>과 같다. 또한 이때의 주축의 최대변위량을 계산하면 <그림-7>과 같이 X방향으로 $20\mu\text{m}$, Y방향으로 $28\mu\text{m}$, Z방향으로 $25\mu\text{m}$ 이다.



<그림-6> RPM3,600, 안정후의 온도분포



<그림-7> RPM3,600, 안정후의 주축변위량

베어링부분의 온도상승을 $30-35\text{ }^\circ\text{C}$ 범위로 관리하여 수명을 연장시키고 이러한 변위량을 최소화시키려면 스피들 전체부위에 $6-8\text{ }^\circ\text{C}$ 범위 냉각수 6 l/min 이상을 순환시키는 냉각유탈시스템을 설치하여야한다.

7) 이러한 설계분석결과를 반영하여 최종적으로 완성한 제1주축의 조립도는 <그림-8>과 같다.

3. 1차보고서를 마무리하면서

학술발표대회 논문의 지면관계상 구체적인 계산식이나, 입력자료, 계산결과등은 생략하였다. 또한 터렛의 X,Y,Z 이송계, 베드등 구조물등의 설계해석과 이들을 통합한 최적설계는 다음보고서나 학회논문으로 발표하겠다.

<참고문헌>

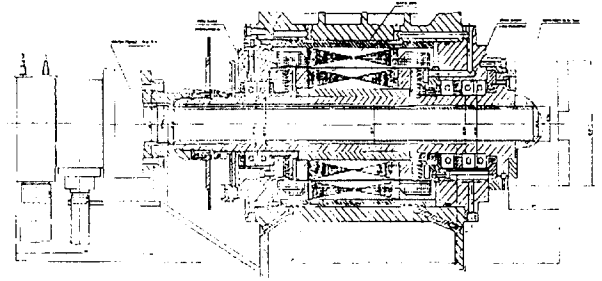
1. 통일중공업, "다기능 복합가공기 기술개발에 관한 연구", 통일중공업, 1997, 9
2. Harris T.A. "Rolling Bearing Analysis", John Wiley, 1984, 1991
3. Jones A.B. "Ball motion and sliding friction in ball bearings", ASME Trans., Series D., v.81, 1959, 1. p.1-12.
4. Jones A.B. "General theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions", Trans. ASME. v.82, 1960, p. 309-320.
5. Kingsbury E., "First order ball-bearing kinematics", ASLE Trans, 1985, v.28, 2.
6. Liu J.Y. et al. "Dependance of bearing fatigue life on film thickness to surface roughness ratio", Trans. ASLE, 1975, v.18, 2 p. 144-152.
7. Venkatraman V. "Analysis of spindle running accuracy", Mach. and prod. eng., January p.66 - 69; February p.146 - 150; April p.359 - 364, 1975.
8. Weck M., Handbook of MACHINE TOOLS Vol.1-4, JOHN WILEY & SONS, 1984.
9. Zverev I.A. and Balmont V.B. "Modelling of spindle vibration caused by ball bearings",

Vibration Engineering, N3. 1989, p.249-257

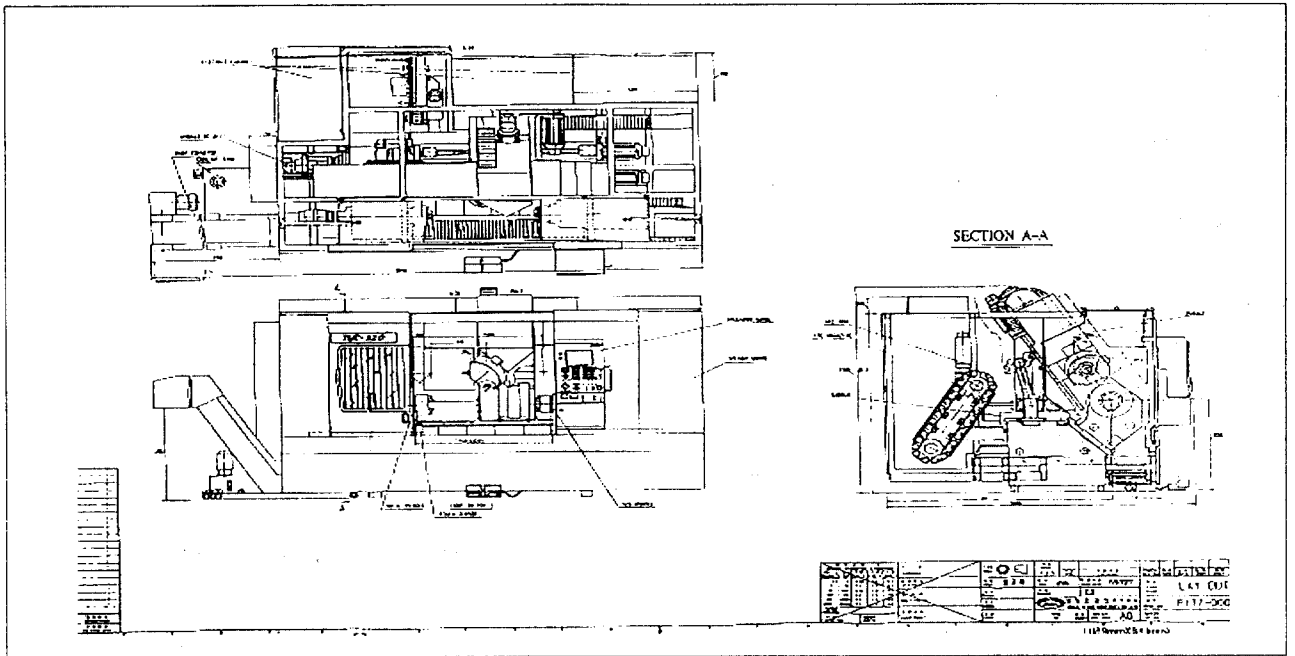
10.Tsujioka M., "복합가공기에 의한 복잡형상가공의 포인트", 기계기술, Vol. 45, 4, 1997, p.35-41

11.Matsumoto H., "복합가공기에 의한 복잡형상가공의 포인트", 기계기술, Vol. 45, 4, 1997, p.42-47

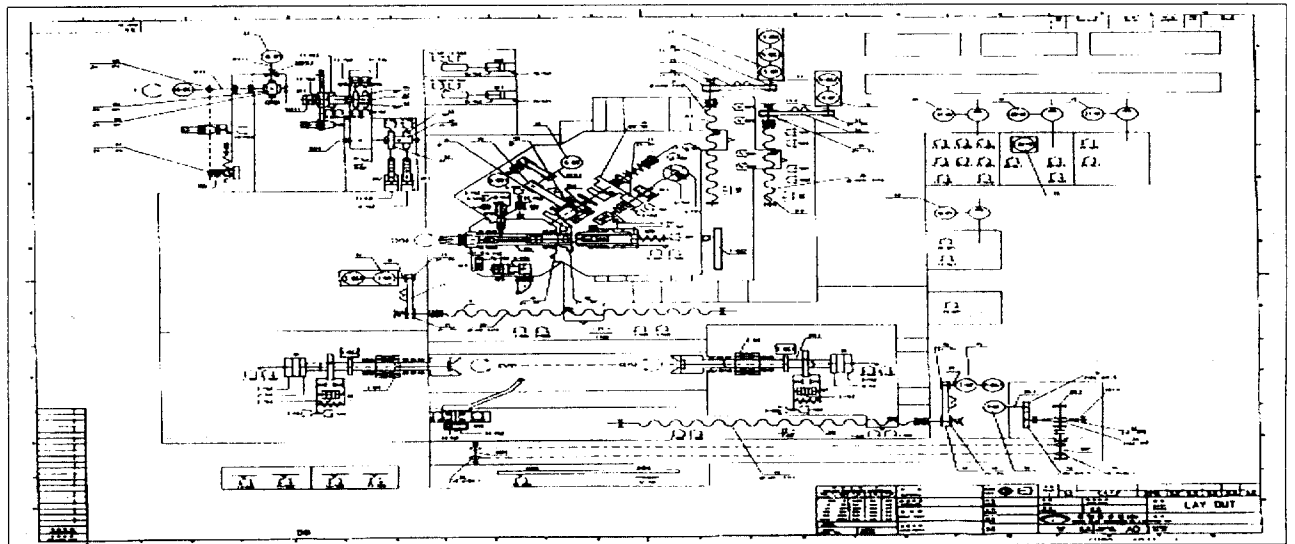
이 논문은 통산산업부와 과학기술처에서 시행한 선도개발사업의 지원에 의해 시행된 연구결과입니다.



<그림-8> 주축단면도



<그림-1> 총 조립도



<그림-2> 주요기능 설명도