

NC공작기계 이송기구의 조립시 발생하는 결함의 발견 A Study on Algorithm of Checking Errors in Assembly Process of Feed Drive system in NC Machine Tools

박 종 봉*
Jong-Bong Park*

<Abstract>

This paper presents a developing algorithm of checking errors of feed mechanism in the NC machine tool with DAC method. It is useful to check static and dynamic rigidity with relation between lost motion and current of rotor. For checking error of feed in assembly tuning with machining center proposed checking algorithm is useful.

Key words : *Feed Drive System, Dynamic Rigidity, DAC(Displacement, Acceleration Current), DBB(Double Ball Bar), Servo Parameter*

1. 서론

가공된 부품의 정밀도는 그것을 가공한 공작기계의 정밀도에 의해 좌우되므로 고 정밀도의 부품을 가공하기 위해서는 공작기계의 정밀도를 미리 평가하여 그 결과를 설계에 반영시킬 필요가 있다고 생각된다. NC공작기계의 정밀도는 이송구동계인 NC서보부와 이송구동기구부에 의해 큰 영향을 받는다. 이송구동계의 피드백 루프내에 이송구동기구의 전달 특성이 포함되어 있기 때문에 이송구동계의 서보 특성은 서보 파라메타 뿐만 아니라 기구부의 특성에 의해 큰 영향을 받는다. 높은 이송구동 성능을 얻기 위해서는 설계에 무리가 없어야 하며 설계시에 사용하는 안전율, 제조 공정에서의 부품소재, 가

공, 조립시의 접촉 강성등이 고려되지 않으면 안된다.¹⁾ NC공작기계의 이송기구의 조립공정중에 결함과 성능을 저하시키는 강성의 부족 원인을 파악하여 수정할 필요가 있다. 본 연구에서는 DAC법을 이용하여 조립시의 결함을 발견하고 수정하는 방법을 제안하고자 한다.

2. 관련 이론

2.1 이송구동계의 靜特性

이송구동계의 정특성에는 이송방향의 강성과 비틀림 강성이 있다.²⁾ 최근의 공작기계의 볼스크류와 커플링의 비틀림 강성은 상당히 크기 때문에 이송방향만을 고려해도 좋다³⁾.

이송구동기구 전체의 이송방향 강성은 볼

* 정회원, 경일대학교 기계공학부 교수 / 工博
인하대학교 대학원 졸업(工博)
712-701/ 경북 경산시 하양읍 부호리 33
(053) 782-7337 E-mail : jongb@bear.kyungil.ac.kr

* Professore of Mech. Dpt. Kyungil University
Dr. Eng. Graduate School of Inha University
712-701 / 33 Buho-ri Hayang-up Kyungsan-si
(053) 782-7337 E-mail : jongb@bear.kyungil.ac.kr

스크류의 지지방식에 따라 크게 다르다. 더블앵커 방식의 경우는 Fig.1과 같이 모델화할 수 있다. K_{h1} 과 K_{h2} 는 베어링 브라켓 및 지지부의 이송방향의 강성(N/m), K_{b1} 과 K_{b2} 는 베어링의 이송방향 강성(N/m), K_{s1} 과 K_{s2} 는 볼스크류의 이송방향 강성(N/m), K_n 은 너트의 이송방향 강성(N/m)이다. 이송방향 강성은 볼스크류, 너트 및 베어링부와 브라켓등의 강성이 직렬로 구성되어 있다. 이송구동기 전체의 이송방향 강성 K , 브라켓의 지지강성 K_{h1} , K_{h2} 를 무한대로 한 이송구동기구의 이송방향의 강성 K_y 는 너트가 지지베어링의 중앙에 위치하고 지지베어링의 강성 $K_{b2}=K_b$, 베어링브라켓의 강성 $K_{h1}=K_{h2}=K_h$ 의 경우 (1), (2)식으로 식으로 간략화 할 수 있다.⁴⁾

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_2} + \frac{1}{2Kh} \quad \text{---(1)}$$

$$\frac{1}{K_y} = \frac{1}{K_{s1} + K_{s2}} + \frac{1}{2K_b} + \frac{1}{K_n} \quad \text{---(2)}$$

여기서 K_2 는 정강성의 이론값이고 싱글앵커의 경우 이송구동기구는 Fig.2와 같이 단순히 모델화 할 수 있고 (3)(4)식과 같이 간략화 할 수 있다.⁵⁾

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_y} + \frac{1}{K_{h1}} \quad \text{---(3)}$$

$$\frac{1}{K_y} = \frac{1}{K_{b1}} + \frac{1}{K_{s1}} + \frac{1}{K_n} \quad \text{---(4)}$$

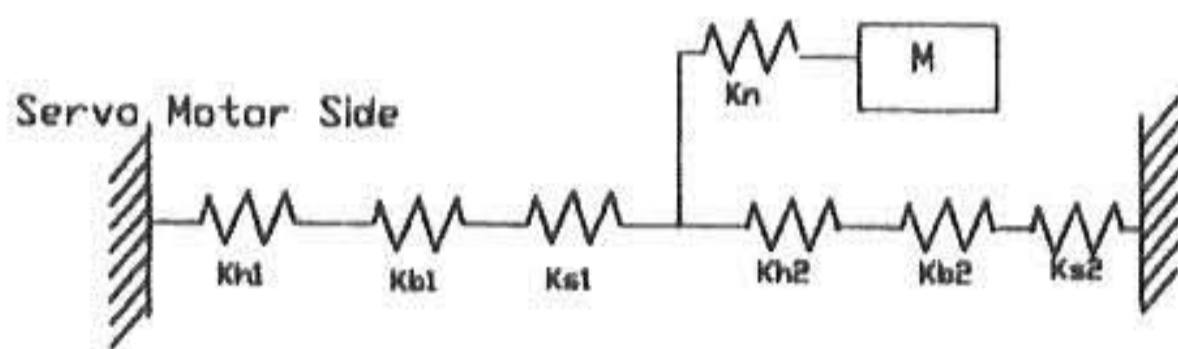


Fig. 1 Model of Feed Drive System (Double Anchor)

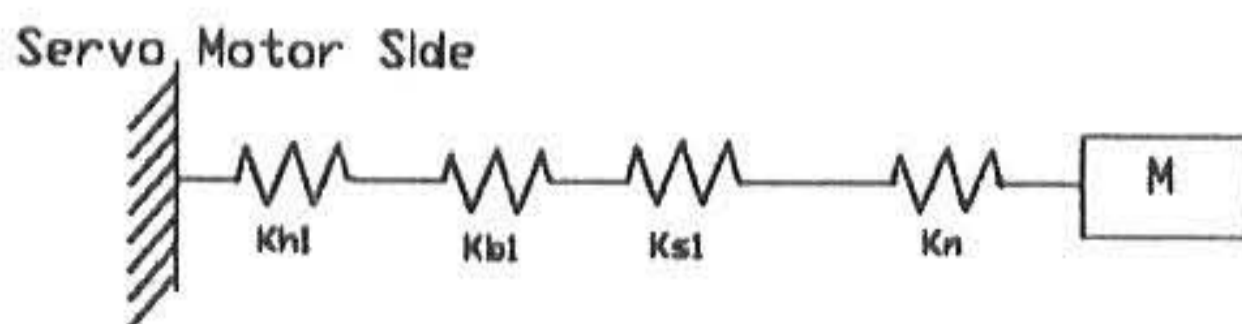


Fig. 2 Model of Feed Drive System (Single Anchor)

2.2 이송구동부의 動特性

대부분의 NC공작기계는 서보모터와 볼스크류 사이에 변속기가 없이 직결되어 있으므로 이송구동계는 2자유도의 진동계로 근사시킬 수 있다. 비틀림 강성 K_g 가 이송방향 강성 K 보다 아주 크다고 보면 이송구동기구의 운동방정식으로부터 고유진동수 f_n 는 식(5)와 같이 구하여 간략화 할 수 있다.⁶⁾

$$f_n = \sqrt{K_s / M \cdot (J/J_a)} \quad \text{---(5)}$$

이송방향의 강성 K 는 더블앵커의 경우 서보모터측과 그 반대측의 지지베어링의 중앙에 너트가 위치할 때, 싱글 앵커의 경우는 서보모터의 반대쪽에 너트가 위치할 때 볼스크류의 비틀림강성 K_s 가 최소가 된다. 이때 더블앵커의 고유진동수 f_{nd} , 싱글 앵커의 고유진동수 f_{ns} 는 식 (6)과 같이 된다.

$$f_{nd} = A \cdot \frac{d_c}{\sqrt{LM}}, \quad f_{ns} = \frac{A}{2} \cdot \frac{d_c}{\sqrt{LM}} \quad \text{---(6)}$$

여기서 d_c 는 볼스크류의 형상 계수, M 은 피구동부 질량, L 은 볼스크류의 길이이다.

3. DAC측정

3.1 정강성의 DAC측정법

정강성의 DAC(Displacement Acceleration Current)측정법은 NC공작기계에서 원호보간할때 상한절환으로 생기는 로스트모션의 원인은 습동 저항에 의한 구동기구의 탄성 변형이라는 관계를 이용한다.⁷⁾ 즉 피구동체의 운동방향이 반전하는 때에 로스트모션량과 서보모터의 전기자 전류의 관계로부터 정강성을 구한다.^{8,9)} P_a 를 이송방향의 하중, δ 를 주축에 대한 피구동체의 상대 변위(m)라면 이송구동기구의 정강성 K 는 다음식으로 정의 된다.

$$K = \frac{P_a}{\delta} \quad \text{---(7)}$$

로스트모션량 Δu 는 피구동체에 작용하는 습동저항에 의한 이송구동기구의 탄성변형 Δx (m)가 운동이 반전할 때에 반대 방향으로 생기므로

$$\Delta u = \Delta x_1 + \Delta x_2 = \frac{F_1' + F_2'}{K} \quad \text{---(8)}$$

이 된다. 여기서 $\Delta x_1, \Delta x_2$ 는 반전 직전, 직후의 탄성변형량의 절대치, F_1', F_2' 는 반전 직전, 직후의 습동저항의 절대치(N)이다. 서보모터의 전기자의 전류 $i(A)$ 와 출력 토크 $T(N)$ 의 관계는 아래 식과 같다.

$$T = Kt \cdot i \quad \text{---(9)}$$

또 이송구동기구에 작용하는 습동저항 F' 은

$$F' = \frac{2 \pi (T - Tl)}{p} \quad \text{---(10)}$$

로 나타낼수 있으므로 이송방향의 정강성 K 는 이들을 (9)식에 대입하여 다음과 같은 식으로 나타낼수 있다.

$$K = \frac{2\pi \cdot p \cdot (Kt \cdot (i_1 + i_2) - 2Tl)}{\Delta u} \quad \text{---(11)}$$

여기서 i_1, i_2 는 반전 직전, 직후의 서보모터의 전류치의 절대값이다. 백래쉬 보정량을 0로 하고 XY 평면에서 0.150(m)의 DDB(Double Ball Bar)측정을 행하여 X축의 운동반전 즉 원호보간의 상한절환시의 로스트 모션량을 측정하였다. 동시에 서보모터의 전기자 전류값을 파형 기록장치에 기록하고 서보모터의 토크에 정수를 곱하여 모터의 추력 토크T로 환산하였다. 로스트 모션량은 이송속도에 의하여 변화하므로 0.1 - 3(m/min)의 범위에서 10 종류의 이송속도로 변화시켜 시계방향과 반시계 방향으로 이동시켜 여러 종류의 로스트 모션량과 전기자 전류값을 측정하여 그래프의 기울기로 정강성치를 구하였다.

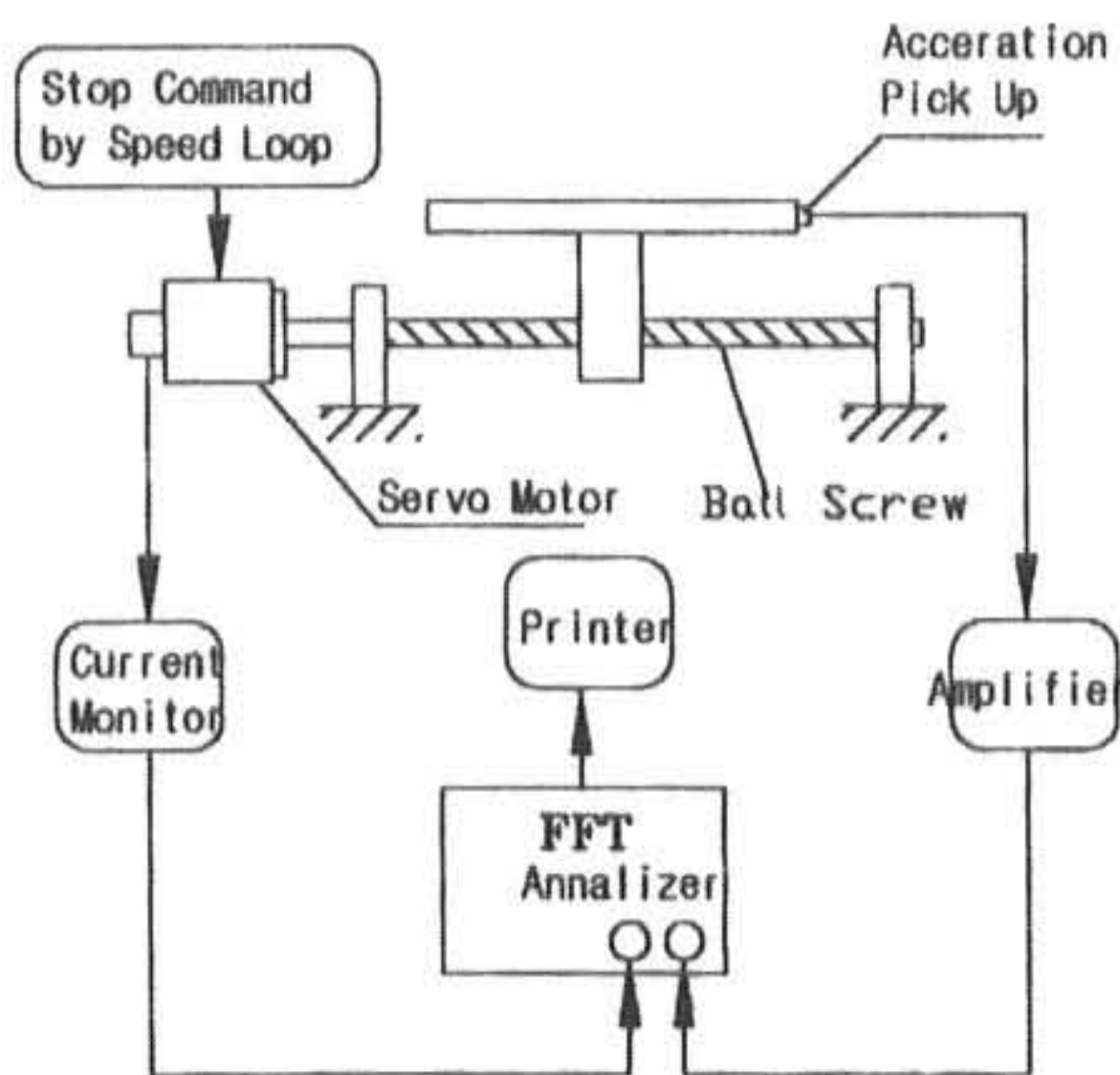


Fig. 3 Schematic of DAC System at NC Servo System

3.2 동특성의 DAC측정

동특성의 DAC측정은 일정속도로 이동되고 있는 피구동체를 NC명령으로 급정지시켜서 서보모터의 전류에 인펄스 상태로 변화되어 추력은 충격력이 되고 이송구동기구가 여진되는 것을 이용한다^{5,6)}. 급정지의 서보모터의 전기자 전류치와 피구동체의 진동 가속도를 검출하여 양자간의 주파수 응답을 구하여 이송구동기구의 동특성을 측정한다.

NC서보부 에서의 DAC측정장치의 배치는 Fig.3과 같고 서보계의 주파수응답은 $G(s)$ 는 식 (12)와 같이 나타낼수 있다.

$$G(s) = \frac{1}{1 + Ts s} \cdot \frac{1}{1 + Tp s} \quad \text{---(12)}$$

여기서 Ts 는 가감속시 정수, Tp 는 위치제어시 정수이고 측정결과의 신뢰성을 확보하기 위하여 인펄스 가진력의 작용시간의 범위는 $0.3/f_n < t < 1/f_n$ 으로 하였다.

4 결함 발견법의 원리와 방법

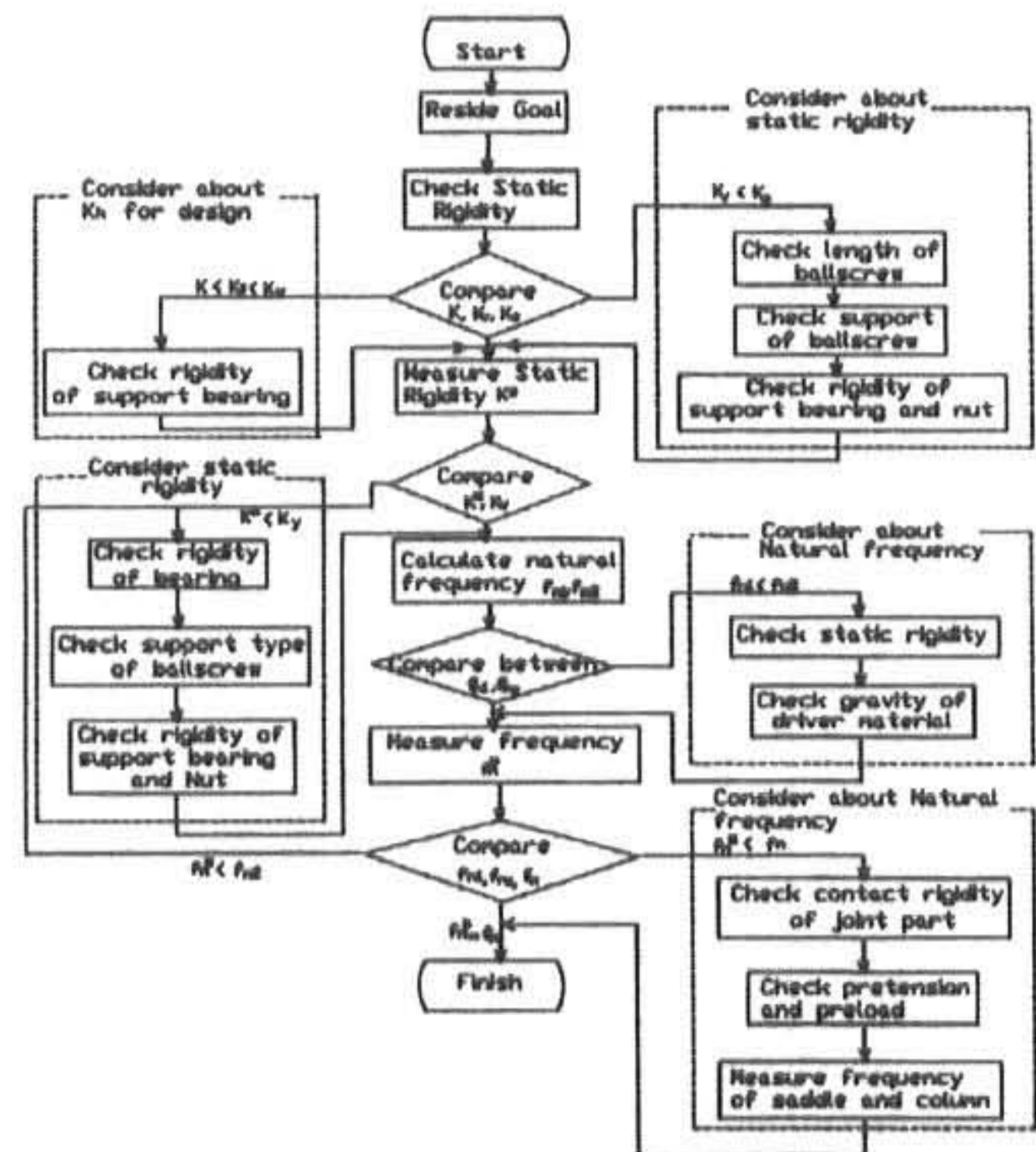


Fig.4 Algorithm of Checking Errors

현재 사용되어지고 있는 NC공작기계는 여러 가지 구조로 설계 제작되고 있어 이송

구동기구에서 정.동특성의 저하의 원인은 대단히 많으나 1)정강성을 저하시키는 결함과 2)동강성을 저하시키는 결함으로 대별할 수 있다. 1), 2)는 각각 설계상의 문제점과 제작상의 문제점으로 구분할 수 있다. 이송구동계의 정, 동강성을 저하시키는 원인을 파악하여 결함을 발견하는 과정의 흐름도는 Fig.4와 같다.

5 실험결과 및 고찰

5.1 공작기계

실험에 사용한 공작기계는 고정도 금형 제작용 중형 수직형 머시닝센터를 기계A, 고속, 중절삭용 대형수평형 머시닝센터를 기계B, 금형 제작용 중형 수평형 머시닝센터를 기계C로 하였다. 기계A의 주요 사양은 Table1과 같다. 진동가속도의 측정위치는 X축은 테이블측면과 새들측면에, Y축은 새들측면, Z축은 너트와 가까운 부분과 반대쪽으로 하였다. 사용된 공작기계 A는 고정도 가공용으로 베어링, 새들과 컬럼의 강성이 강화되어 있었다.

Table 1 Specification of Machine Tool A

	X Axis	Y Axis	Z Axis
Feed Distance (mm)	600	400	400
Gravity of Driven Mechanism(kg)	240	675	1060
Dia of Ball Screw(mm)	40	40	40
Lead of Ball Screw(mm)	10	10	10
Distanc of Support Bearing(mm)	990	830	930
Torque Constants (N.m/A)	1.02	1.07	1.07

5.2 실험 결과 및 고찰

기계A의 경우 피구동체가 행정 중앙에 위치한 경우의 정강성의 이론적 계산치와 볼스크류의 비틀림 강성을 볼스크류의 이송방향으로 환산한 값 Kg' 와 Kg'/K_2 를 Table 2에

나타냈다. 각축의 정강성의 목표치는 $K_0=4 \times 10^8$ (N/m)로 크게 설정되어 있으며 X축과 Z축의 정강성은 설계값보다 약간 낮으나 Y축은 만족 하므로 정강성에 관한 설계상의 문제는 없다고 생각된다. 각축의 Kg'/K_2 는 3축 모두 23이상이고 비틀림강성 Kg 는 이송방향의 강성 K 보다 상당히 큰 강성을 가지고 있어 볼스크류의 비틀림 변형을 무시할수 있다. 각축에서 측정되어진 로스트 모션량을 X축에, 운동방향 반전시에 모터의 전류값으로부터 계산된 이송방향 하중을 Y축에 나타내면 Fig.5와 같다. 이들을 최소 자승법으로 구한 직선의 기울기로부터 얻어진 정강성의 측정치 K^* 는 Table 2에서와 같다.

Table 2 Calculated and Measured Rigidity

	Axis	K_2 (N/m) $\times 10^8$	Kg (N.m/rad) $\times 10^4$	Kg' (N/m) $\times 10^8$	Kg'/K_2	K^* (N/m) $\times 10^8$
M.A	X	3.76	2.25	89.3	23.3	4.65
	Y	4.21	2.59	102.3	24.2	3.94
	Z	3.97	2.30	93.2	23.2	3.90
M.B	X	5.52	2.67	125.7	22.7	3.51
	Y	4.54	2.34	93.4	23.4	2.85
	Z	6.44	2.85	106.5	23.6	2.66
M.C	X	5.03	2.45	117.7	23.4	2.58
	Y	4.86	2.33	119.5	24.6	2.18
	Z	5.56	2.78	140.2	25.2	2.29

M.A: Machine A, M.B: Machine B M.C: Machine C

볼스크류의 비틀림변형을 고려한 계산값과 무시한 계산값을 비교하면 후자가 전자보다 3축 모두 2%정도 높게 나타나므로 거의 동일한 값으로 간주될 수 있다. X축의 테이블과 새들에서 측정된 주파수응답을 Fig.6과 Fig.7에 나타냈다. Fig.6에서 나타난 것과 같이 225 (Hz)에서 개인곡선의 피크와 위상지연이 있고 Fig.8에는 나타나지 않으므로 225(Hz)를 X축 방향의 제1차 고유진동수로 판단된다. Y축은 Fig.8에 나타난 것과 같이 새들에

서 측정된 주파수 응답 129(Hz)에 큰 계인의 피크와 위상 지연이 있어 이것을 이송방향의 제1차 고유진동수로 하였다. 또 Z축에서는 주축헤더에서의 너트와 가까운 부분에서 측정된 주파수 응답을 Fig.9에, 너트와 먼 부분에서 측정된 주파수 응답을 Fig.10에 나타냈다. 두 그림으로부터 83(Hz)에서 계인피크와 위상 지연이 보여지므로 이를 고유진동수로 하였다. 측정치 K^* 를 이론 계산치 K_2 와 비교하면 Y축 및 Z축은 상당히 근접하나 X축에서는 계산값 보다 약간 크다. X, Y 및 Z축의 정강성의 실측값 K^* 는 지지강성 K_h 를 포함하지 않은 설계치 K_2 와 거의 동일한 값을 나타내고 있어 3축 모두 베어링 지지강성 K_h 가 충분히 크고 정강성 및 설계상 및 제작상의 문제는 없을 것으로 판단된다.

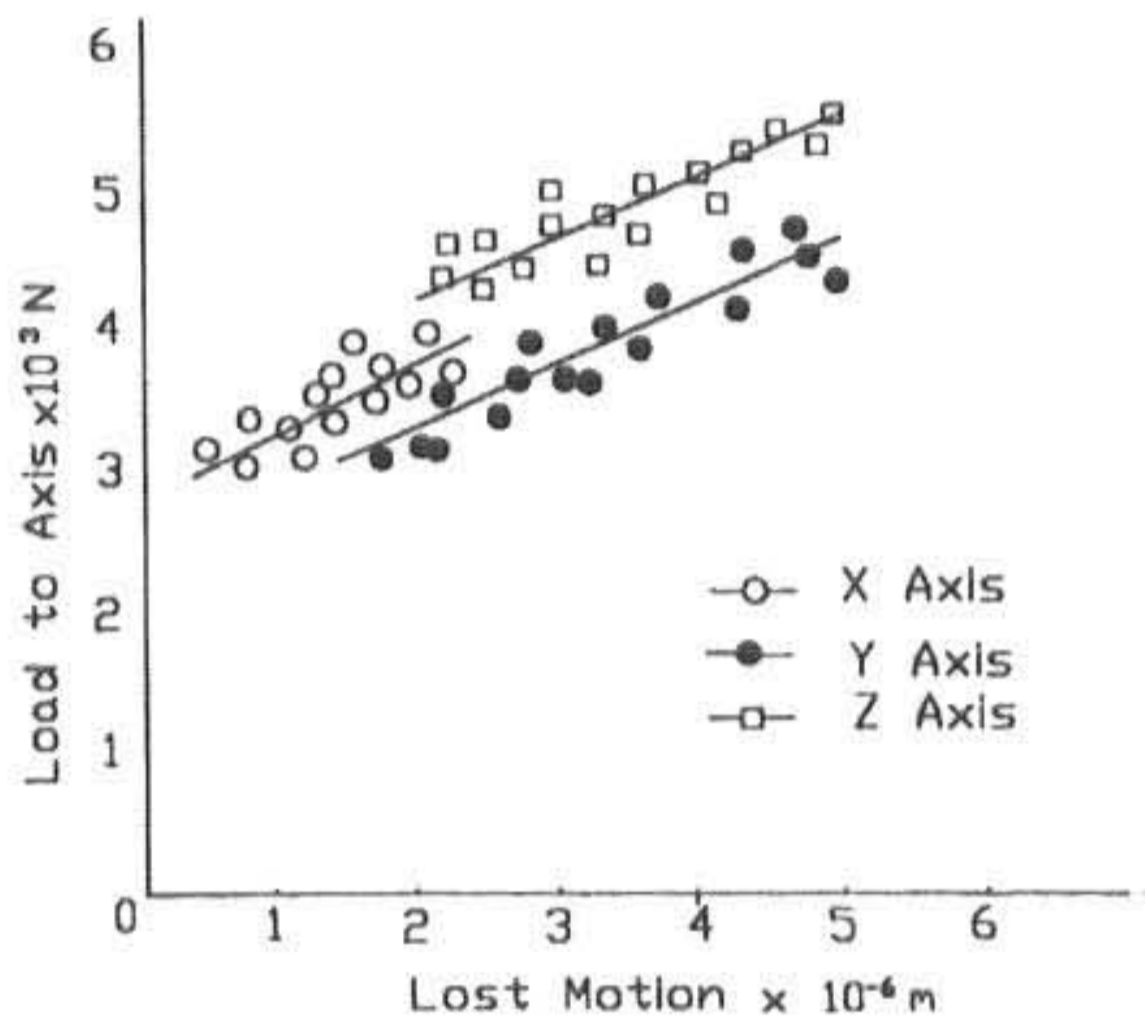


Fig. 5 Load and Lost Motion (Machine Tool A)

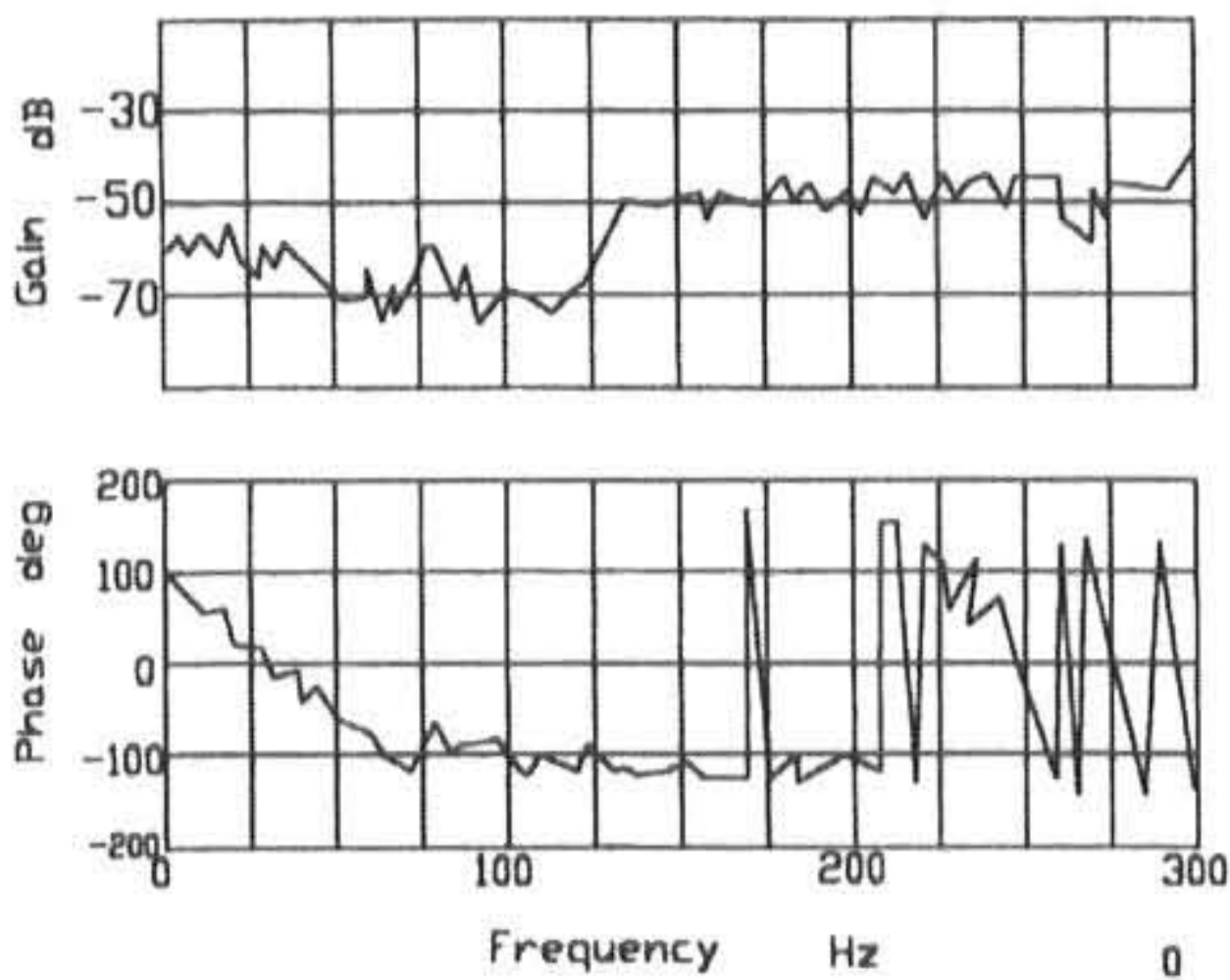


Fig.6 Frequency Response of X Axis (at Table of Machine Tool A)

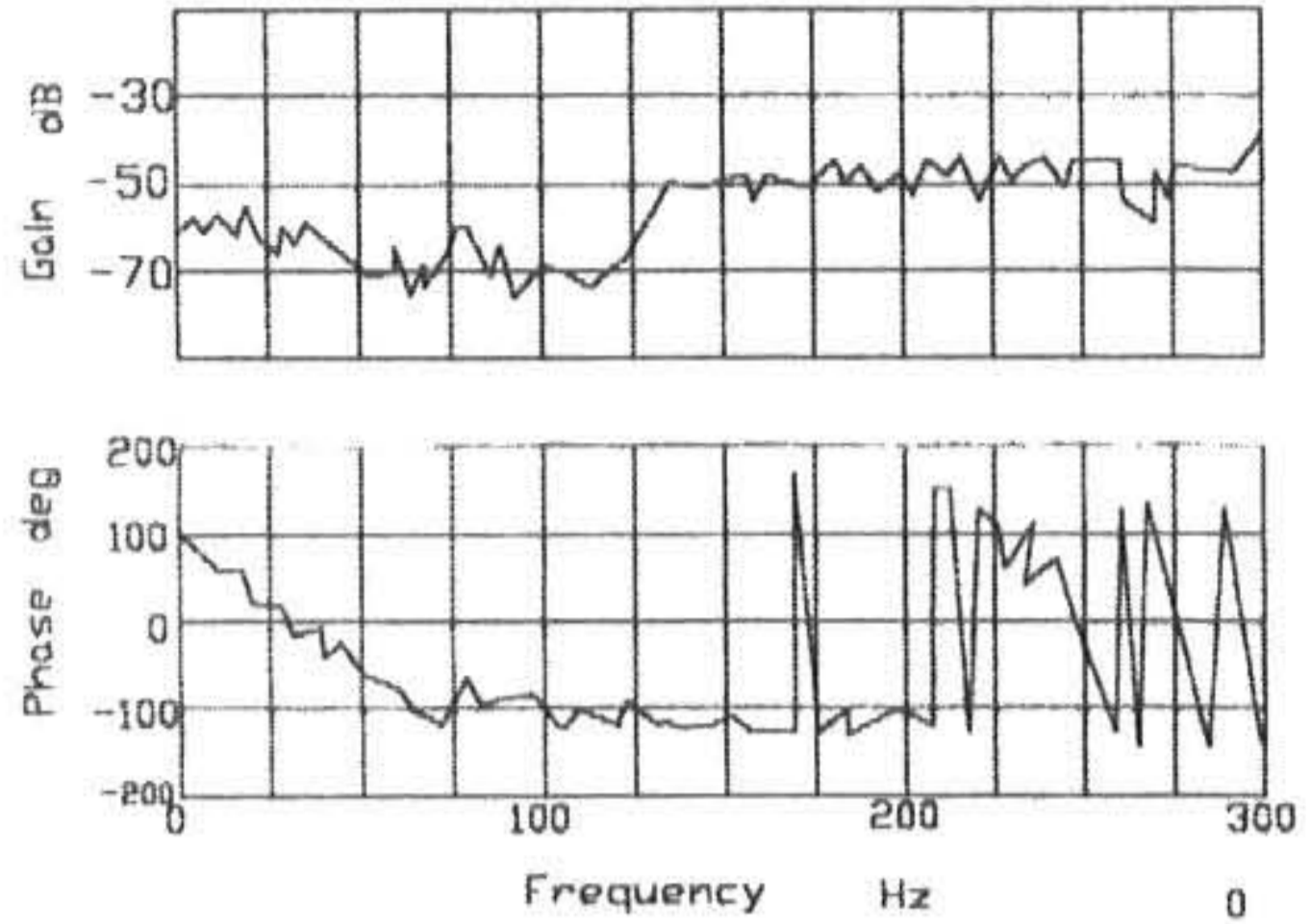


Fig. 7 Frequency Response of X Axis (at Saddle of Machine A)

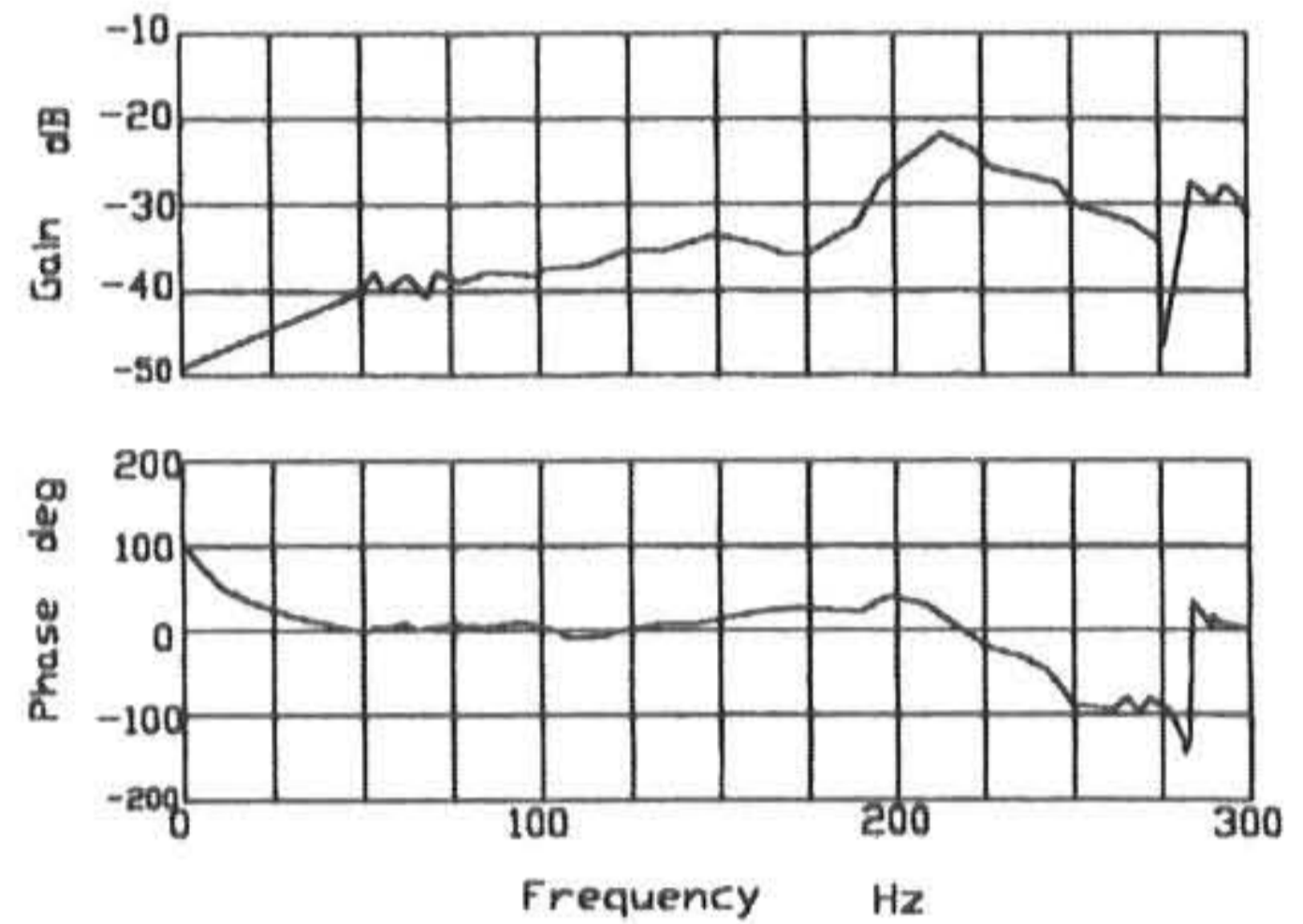


Fig. 8 Frequency Response of Y Axis (at Saddle of Machine Tool A)

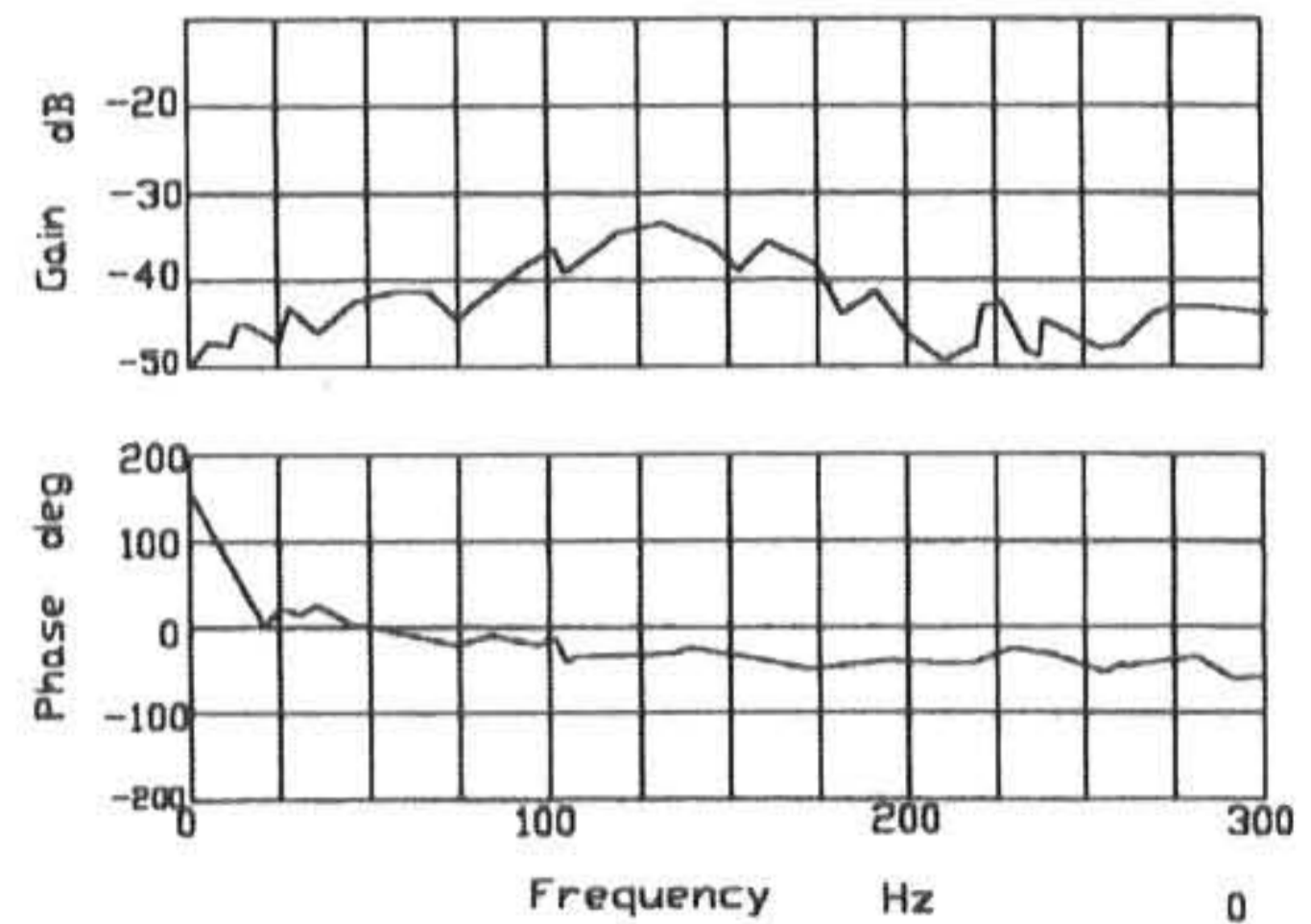


Fig. 9 Frequency Response of Z Axis (at Near Nut of Machine Tool A)

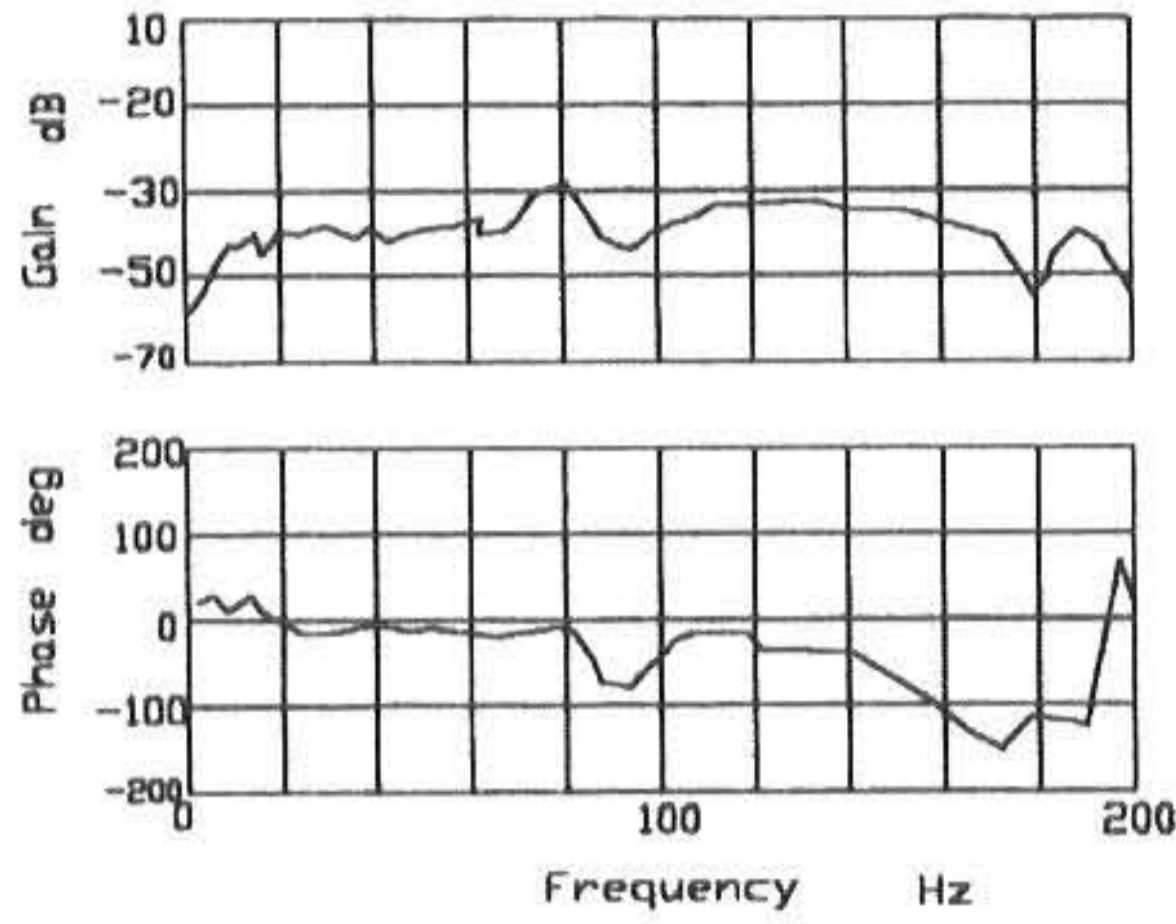


Fig. 10 Frequency Response of Z Axis (at Remote Nut of Machine Tool A)

Table 3 Natural Frequency of Machine Tool A,B,C (Hz)

	Machine A			Machine B			Machine C		
	fn ₁	fn ₂	fn*	fn ₁	fn ₂	fn*	fn ₁	fn ₂	fn*
X	196	217	225	95	76	42	93	70	52
Y	125	121	79	74	90	86	119	78	72
Z	98	96	82	64	41	36	70	45	30

고유진동수의 측정값 fn^* 은 Table 3과 같다. X축의 고유진동수의 설계값 fn_1 , 정강성의 K_2 대신에 K^* 를 사용하여 계산한 고유진동수 fn_2 및 측정된 fn^* 의 3자는 거의 일치되고 있다. 더욱이 200(Hz)이상의 높은 주파수 이므로 동특성은 우수하다고 보아도 된다. 또 정강성의 실측 값 K^* 로부터 구한 고유진동수의 계산값 fn_2 와 비교하면 X, Z는 거의 일치하나 Y축의 측정치 fn^* 는 기계 B의 경우 fn_2 의 95%정도이다. 여기서 결함면의 표면조도, 형상정도, 조립상의 문제, 각부의 예압량 부족등의 접점이 필요함을 알수 있었다. 기계C의 경우 정강성의 측정치 K^* 와

이론계산치 K_2 를 비교하면 측정치가 계산치보다 50%정도 낮았다. 고정도, 고강성, 빠른 응답성을 가진 이송구동계를 실현하기 위하여는 축의 고유진동수를 크게 할 필요가 있었고 볼스크류의 지름, 새들과 칼럼의 강성의 향상, 각종이송기구의 결함의 접촉강성, 브라켓의 지지강성의 강화등의 개선이 필요하다고 판단된다.

7. 결론

이송구동기구의 조립 공정에 있어서 정, 동강성값이 설계값에 이르지 못하는 원인과 개소를 찾아내는 진단 알고리즘을 개발하여 현재 사용되고 있는 3대의 NC공작 기계를 대상으로 검토한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 로스트 모션량이 서보모터의 전류에 비례하는 것을 이용하여 정강성을 추정하는 정강성 DAC측정법과 속도제어루프 운전중에 피구동부를 급정지시킬 때 전류-피구동부 가속도의 전달특성으로부터 고유진동수를 구하는 동특성 DAC측정법을 병용하여 이송기구의 결함 개소를 찾아내는 알고리즘이 유용함을 알았다.

(2) DAC법을 이용하여 3대의 NC공작기계의 정, 동강성을 측정하여 설계값에 미치지 못하는 개소를 찾아내고, 정 동강성을 저하시키는 원인을 발견할 수 있었다.

(3) 이송구동기구의 진단의 결과로부터 이송구동기구의 정강성을 저하시키는 각부의 결함부의 접촉강성, 베어링 브라켓의 지지강성의 저하가 많음을 알 수 있었고 접촉강성, 브라켓부의 지지강성을 강화하는 대책이 필요함을 알 수 있었다.

참고문헌

- 1) 垣野義昭 : NC工作機械における移送駆動系のTable Total Tuningに関する研究, 精密工學會誌, Vol.57, No.3, 1991, p.539
- 2) 전언찬, Shegenori Oyamada : 2차원 프로브에 의한 NC 공작기계의 운동 정밀도

- 측정, 한국정밀학회지, Vol.14, No.7, 1997, p.15
- 3) H.Van Brussel : Robust control of feed drives with linear motor, CIRP, 1998, p.301
 - 4) 井澤 實 : 展する位置め機構の高精度, 國際技術情報誌, 工業調査會 Vol.5, 1990, p.75
 - 5) R.G.Landers : Supervisory machining control, design approach and experiments, CIRP, 1998, p.325
 - 6) M.Shiraishi, E Kume : Supression of Machine-tools chatter by state feed back control, CIRP, 1998, p.399
 - 7) 垣野義昭, "NC工作機械運動精度に関する研究, 精密工學會誌, Vol.53, No.3, 1989, p.587
 - 8) 中澤 弘 : 工作機械用高速テーブル送り機構の研究, 精密工學會誌, Vol.57, No.3, 1991, p.539
 - 9) Qui, Hwa : New measurement method for motion accuracy of NC machine tools by link mechanism, JSME Vol.63, No.614, 1997, p.3660

(2000년 9월 25일 접수, 2001년 4월 13일 채택)