한국공작기계기술학회 '96년도 추계학술대회 논문집 pp 34~39

NC 공작기계 이송 구동계의 모델링과 제어

김 호기* · 권 문식*
* 현대정공(주) 공작기계사업본부

Abstract :

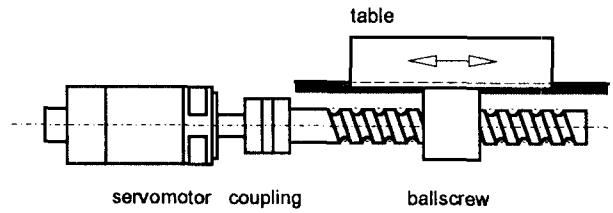
In many industrial applications such as machine tools and automation equipments, the control performance of the feed-drive systems as positioning devices of the tools and workpieces have great influences on the quality of related machines. For many electrically driven mechanical feed systems, resilient couplings between motors and mechanical elements which mostly consist of elastic shafts and gears often are unavoidable. Commonly these systems can be regarded as an elastic multi-mass system which is dealt with this contribution. A high performance speed or position control can only be achieved with the considering of the mechanical elastic characteristics of the system. In this paper some practical information is given about experience in modeling, design, simulation and experiments for linear elastic multi-mass system.

1. 서론

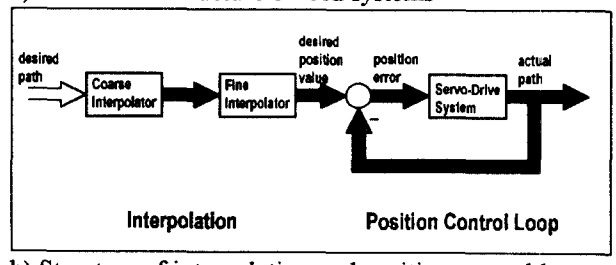
NC 공작기계의 이송 구동계는 NC 에서의 보간, 서보 드라이브로 이루어지는 위치제어계, 서보 모터, 기계적 동력전달요소등으로 구성되어 있다. 산업계에서 일반적으로 적용되고 있는 위치제어계는 내부에 속도제어루프 및 전류제어루프를 갖는 cascade 구조[1]를 취하고 있으며, 각 루프는 PI 제어법칙으로 실현되어 있다. 직결형의 기계적 동력전달요소는 커플링, 볼 스크류, 가이드 웨이, 테이블등으로 구성되어 있다(Fig.1).

NC 공작기계의 이송 구동계는 공작물 및 공구의 정적, 동적 위치결정을 수행하게 되며, 이는 구성 기계요소의 부품정도와 조립정도에 의한 기구학적 정도와 더불어 제어특성이 공작기계 성능, 즉 공작정도에 직접적인 영향을 미침을 의미한다. 위치제어계의 제어특성은 보간방법 및 샘플링시간, 위치제어계의 구조에 따른 제어법칙등에 의해 영향을 받게 된다. 사용센서의 분해능과 함께 디지탈 드라이브의 샘플링 시간도 계가 도달할 수있는 시스템 강성에 영향을 주게 된다. 이송 구동계를 이루는 기계적 요소 특히 연결부들은 매우 적은 damping 을 갖아, 다 질량계의 탄성체로서 강한 진동경향을 보이며, 이러한 탄성특성을 고려한 제어가 이송계 최적설계의 목표이다. 그러나 산업계 현장에서 보편적으로 적용되고 있는 semi-closed loop feedback 방식의 제어에 있어서 이러한 기계적 탄성특성의 충분한 제어는 매우 한계적일 수 밖에 없다. 비선형 운동특성을 갖는 볼 스크류의 백래쉬, 마찰력등과 함께 공정중의 절삭력도 외란으로 작용하게 되어 제어성능을 저하시키게 된다.

본 논문에서는 이송 구동계의 기계 구조적 탄성체 동특성의 분석을 통한 전체계의 안정화를 목표로, 제어 최적화 설계를 위한 실질적 접근방법에 대하여 연구하였다. 우선 2 질량계 및 3 질량계 탄성체의 동특성에 대하여 분석하였다. 이송 구동계의 모델은 5 질량계로 모델링하여, 탄성특성분석, 시뮬레이션 및 제어설계를 수행하였으며, 시뮬레이션 결과는 고정도 CNC 선반(HiT-8, HDPIC)에서의 시험·측정결과와 비교·분석하였다.



a) Mechanical structure of feed systems



b) Structure of interpolation and position control loop

Fig. 1 : Structure of feed-drive systems

2. Semidefinite 시스템

이송 구동계의 기계적 구조는 탄성 비틀림 축에 의해 연결된 여러 개의 판 디스크로 모델링될 수 있다[2]. 이러한 다 질량계 모델은 semidefinite 시스템[7]으로서 계의 고유 진동수중 하나가 0 으로 강성체 운동을 하게되며, 동시에 여러 개의 기계적 고유 진동수에 따른 탄성체 운동특성을 나타낸다. 계의 기계적 고유 진동수(undamped natural frequency)는 계의 질량(m_i 또는 관성 모멘트 J_i)와 비틀림 스프링 상수(k_{ij})에 의해 결정된다.

2 질량계 :

Fig.2 에 2 질량계의 semidefinite 시스템을 도시하였다. 이러한 시스템은 전기 모터의 로터(질량 1)에 등가 비틀림 스프링 상수와 damping 을 갖는 탄성축에 의해 등가하중(질량 2)이 연결된 모델로 간주될 수 있다. 판 디스크 1 에 회전 토크 τ 가 인가되는 경우에 각 질량의 운동특성은 Laplace 영역에서의 forward 전달함수(X_1/τ, X_2/τ)로 분석할 수 있다. 질량 1 에 대한 전달함수(X_1/τ)는 극점과 영점에서 기계적 고유 진동수을 갖게 되며, 이는 계의 운동특성을 나타나게 된다(Fig.3) :

$$f_{p1} = 0\,, \quad f_{p2} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{k_{12}\left(\frac{1}{m_1}+\frac{1}{m_2}\right)} \qquad : \text{poles} \quad (1)$$

$$f_z = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_{12}}{m_2}} \qquad : \text{zero} \quad (2)$$

즉 질량 1 은 강성체로서 같은 방향의 운동($f_{p1}=0$)을 하면서, 탄성체로서 반대 방향의 진동(f_{p2})을 수반하게 된다. 질량 2 의 운동은 forward 전달함수(X_2/τ)의 특성 방정식에서 식(1)의 고유 진동수만의 특성을 갖게 되며, 이에 대한 주파수 응답을 Fig.4 에 도시하였다.

산업계에서 일반적으로 적용되는 semi-closed loop 방식의 센싱(여기서는 x_1, $\dot{x}_1$)에 의해서는 이러한 기계적 탄성특성을 충분히 제어하기는 매우 어렵거나 한정적이다. 통상적으로 제어시스템 band-width 는 기계 고유 주파수보다 훨씬 적은 주파수에서 설정되어 기계 고유 주파수 영역의 감쇄가 충분히 될 수 있도록 하게된다.

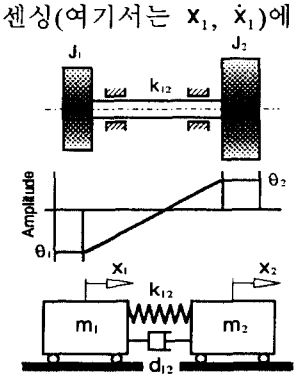


Fig. 2 : A two-disk semidefinite system

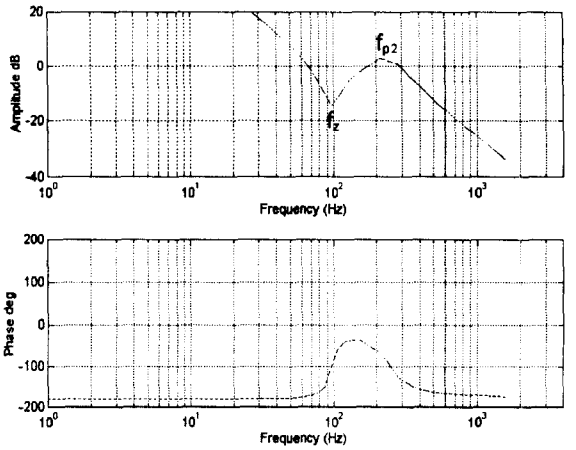


Fig. 3 : Frequency response of a 2 mass system(x_1/τ)

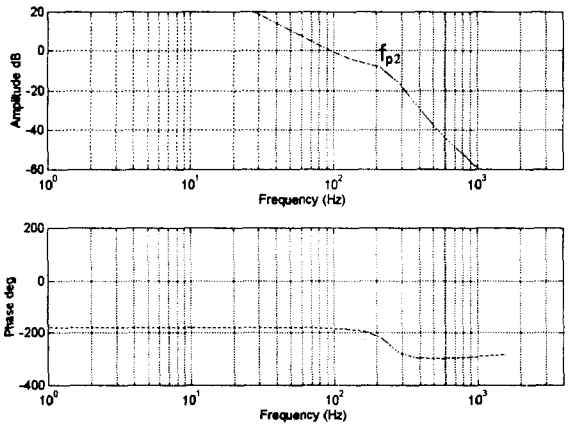


Fig. 4 : Frequency response of a 2 mass system(x_2/τ)

3 질량계 :

2질량계의 경우와 마찬가지로 첫번째 디스크에 토크 모멘트가 인가되면 계는 탄성체의 진동특성을 수반하는 강성체 운동을 하게된다(Fig.5). 계의 forward 전달함수의 극점과 영점에 의한 운동특성을 시뮬레이션한 주파수 응답(x_1/τ)을 Fig.6 에 도시하였다.

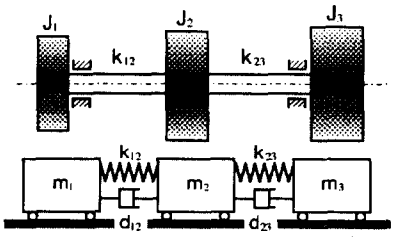


Fig. 5 : A three-disk semidefinite system

2질량계의 주파수 응답(Fig.3)과 비교하면 우선 한 개의 고유 주파수가 추가되었으며, 특히 고유 주파수 f_{p2}가 제3의 탄성체 기계 파라미터의 추가적인 영향에 의하여 2질량계에 비하여 천이되어 있음을 알 수 있다.

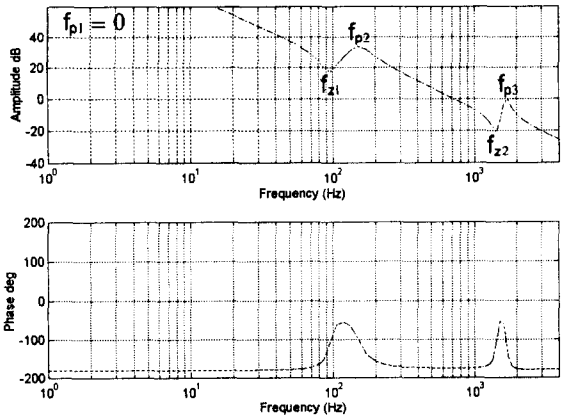


Fig. 6 : Frequency response of a 3 mass system(x_1 / τ)

3. 모델링

본 연구에서는 Fig.1의 기계적 구조를 갖는 이송 구동계를 5질량계[2]로 모델링하였다(Fig.7). 모터 엔코더와 공작물의 상당 관성 모멘트 및 비틀림 스프링 상수도 각각 모터 및 테이블의 질량계에 등가 모델화 할수 있다. 각 기계구성요소의 물성치는 모터측 기준으로 등가 관성모멘트, 비틀림 스프링 상수를 계상하여 파라미터화하였다. 모터의 동력전달이 기어 또는 벨트에 의해 이루어 지는 경우도 쉽게 상당 기계 파라미터를 계상하여 고려할 수 있다.

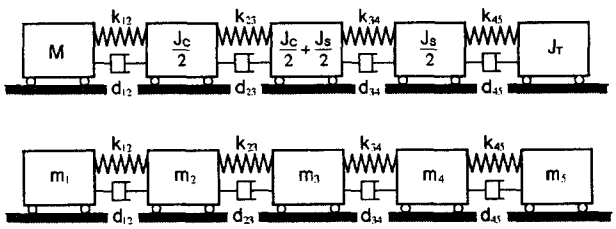


Fig. 7 : Mechanical model of feed-drive systems
(M : Motor,C : Coupling,S: ballScrew,T : Table)

Newton 운동법칙에 의한 운동 방정식은 수학적 취급 편의상 아래와 같이 상태변수벡터$\mathbf{x}_i$를 도입하여 고려한다 :

$$\mathbf{x} = [x_1 \;\; \dot{x}_1 \;\; x_2 \;\; \dot{x}_2 \;\; x_3 \;\; \dot{x}_3 \;\; x_4 \;\; \dot{x}_4 \;\; x_5 \;\; \dot{x}_5]^T \quad (3)$$

상기 선형시스템은 간명하게 상태 방정식으로 표시된다($\mathbf{A}_S$:시스템 행렬, **b**:입력벡터, **c**:출력벡터, **f**: 외란 입력벡터)(Fig.8) :

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_S\mathbf{x} + \mathbf{bu} + \mathbf{fz} \quad (4)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{c}^T\mathbf{x} \quad (5)$$

따라서 식(4), (5)는 선형화 모델의 선형화 점에서의 운동특성을 나타내며, Laplace 영역 s 에서의 forward 전달함수는 아래와 같다 :

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \mathbf{c}^T[s\mathbf{I} - \mathbf{A}_S]^{-1}\mathbf{b} \quad (6)$$

구동원인 동기식 AC 서보모터는 선형 1 차식으로 모델링되었으며, 제조사의 사양[4]에 근거하였다. 모터의 상당 앵커 전류(i_a)는 기계적 토크로 모터 로터에 전달되며, 전달토크는 $\tau = k_T i_a$로 표시된다. 여기서 k_T(Nm/A)는 모터 토크상수를 나타낸다. 이로써 이송 구동계의 운동방정식이 완성되었다.

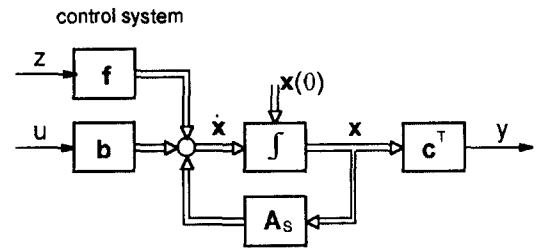


Fig. 8 : State variable description

식(6)의 전달함수는 제어계(open loop system)의 기계, 전기적 동특성을 나타낸다. 제어계에 원하는 시스템의 동특성을 부여하기 위하여 비례 제어기를 적용하는 경우 제어법칙은 다음과 같다 :

$$u = \mathbf{k}^T(\mathbf{x}_o - \mathbf{x}) \quad (7)$$

식 (4), (5)와 (7)을 통하여

$$\dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A}_S - \mathbf{bk}^T)\mathbf{x} + \mathbf{bk}^T\mathbf{x}_o + \mathbf{fz} \quad (8)$$

Forward 전달함수의 특성 방정식은 다음과 같다 :

$$\det[s\mathbf{I} - (\mathbf{A}_S - \mathbf{bk}^T)] = 0 \quad (9)$$

식(9)는 폐회로 루프의 시스템 동적특성을 나타낸다.
Cascade 형태의 제어구조에 있어 속도 및 전류제

어루프에 비례 제어기와 함께 I-Controller가 선호되고 있다. 이는 일반적으로 과도구간에서의 수렴성을 개선함과 동시에 정상상태에서의 오차를 없애기 위한 목적으로 적용된다. 또한 시스템의 variable 또는 운전점 변화에 따른 시스템 파라미터의 변화에 대한 계의 robustness를 증대시키는 효과가 있는 것으로 일반적으로 알려져 있다. 상태변수x_i에 대하여 적분 제어기가 적용되는 경우에 제어법칙은 다음과 같다 :

$$u = k_I \int (x_{io} - x_i)dt \tag{10}$$

추가적으로 상태변수$x_I = \int x_i dt$를 정의하면, 상태변수 x_I추가에 의한 식(4),(5)의 운동방정식은 확장(첨자 E)된 상태 운동방정식으로 고려할 수 있다 :

$$\begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \cdots \\ \dot{x}_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \vdots & \\ \cdots & \vdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{c}^T & \vdots & \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \cdots \\ x_I \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \mathbf{b} \\ \cdots \\ 0 \end{Bmatrix} u + \begin{Bmatrix} \mathbf{f} \\ \cdots \\ 0 \end{Bmatrix} z \tag{11}$$

$$y = \begin{bmatrix} \mathbf{c}^T & \vdots & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \cdots \\ x_I \end{Bmatrix} \tag{12}$$

$$\dot{\mathbf{x}}_E = \mathbf{A}_E \mathbf{x}_E + \mathbf{b}_E u + \mathbf{f}_E z \tag{13}$$

$$y = \mathbf{c}_E^T \mathbf{x}_E \tag{14}$$

따라서 식(13), (14)의 폐회로 forward 전달함수와 이에 따른 제어특성은 다시금 식(6)을 이용하여 계산내지 분석될 수 있다.

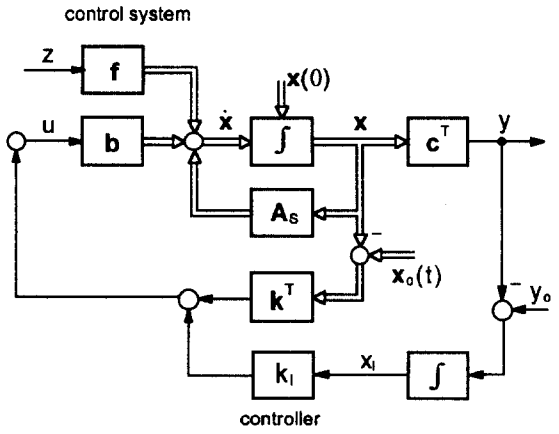


Fig. 9 : Control system with PI-controller

4. Synthesis와 시뮬레이션

제어설계는 고정도 CNC 선반(HiT-8, HDPIC)의 이송 구동축에 대한 제어 최적화 목적으로 수행되었고, 앞서 모델링된 계의 시뮬레이션을 통한 동적 특성분석, 설계와 시험·측정을 통한 검증이 병행되었다.

시뮬레이션에 이용된 주요 기계적 파라미터를 Table 1에 요약하였다. 각 기계요소의 관성 모멘트와 비틀림 스프링 상수는 모타측 기준의 등가상당량으로 계산되었다. 적용 모타는 AC 동기모터로 PI 전류제어되어지며, 주요 파라미터와 전류제어루프의 data는 제조사의 사양[4]을 이용하였다.

기계특성은 오픈루프의 주파수 응답에서 분석할 수 있다(Fig.10,11). 시뮬레이션 분석결과 전달함수($\dot{x}_1 / i_a$)의 특성 방정식에서 고유 주파수f_{p2}와 영점에서의 고유 주파수f_{z1}는 기계적 파라미터중 주로 볼 스크류와 테이블의 연결부에 의한 탄성거동특성에 의해 결정된다. 고유주파수f_{p3}와 영점에서의 고유주파수f_{z2}는 커플링과 볼스크류의 기계적 파라미터에 의해 주로 결정되어짐을 알 수 있었다.

기계적 고유 진동수의 상호영향 및 중첩성이 전체 제어계의 안정화에 미치는 영향을 고려할때, 커플링 강성의 적절한 선택은 전체 계의 고유 진동수에 변화를 줄 수 있는 대표적인 기계 설계적 변수로 이용될 수 있다.

Table 1 : Mechanical parameter of feed-drive systems

i	1	2	3	4	5
m_{ij} (kgm^2)	8.5e-4	2.0e-4	3.3e-4	1.3e-4	6.8e-4
d_{ij}	0.02	0.04	0.02	0.08	-
k_{ij} (Nm/rad)	3.2e4	1.2e4	1.0e4	2.5e2	-

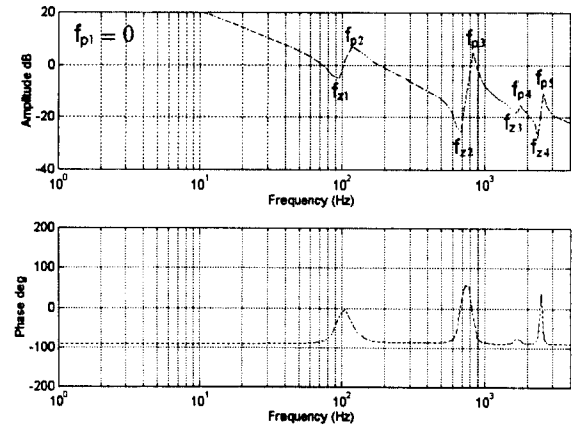


Fig. 10 : Frequency response($\dot{x}_1 / i_a$)of a 5 mass system with proportional motor model($\tau = k_T i_a$)

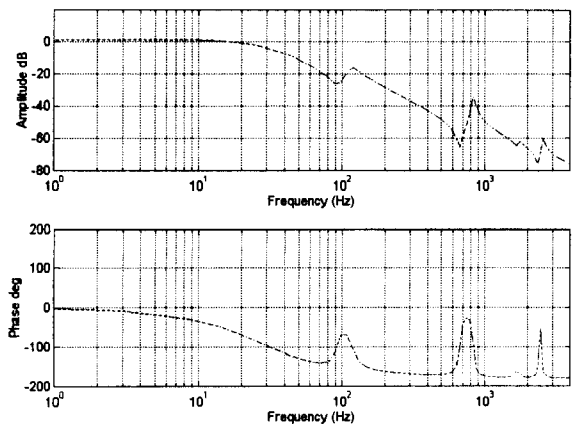


Fig. 11 : Frequency response($\dot{x}_l / i_a$) of current controlled AC motor

속도제어루프는 semi-closed loop 방식의 제어로 모터 회전속도($\dot{\theta}_m \equiv \dot{x}_l$)가 제어변수로 feedback 되며, 샘플링 시간은 0.125 μs 이다. 속도제어루프에서 적절한 P-gain 의 간단한 설정방법으로, P-gain 의 변화에 따른 3 개의 dominant 한 극점($f_{p1}=0$, f_{p2} 에 해당되는 complex pole pair)의 Laplace 영역에서의 분석을 통하여 설정할 수 있다. 한편 I-gain 은 전달함수의 추가적인 영점으로 Laplace 영역에서 $f_{p1}=0$극점의 움직임을 제한하도록 조정, 설정한다. 이후 차례로 그 다음으로 dominant 한 극점의 계에 대한 영향을 판단하여 조정하게 된다. 여기서는 고유 주파수 f_{p3}에 의한 탄성특성을 보상하기 위하여 이 주파수 영역에 디지탈 bandstop 필터를 적용하였다. 속도제어루프의 주파수 응답시뮬레이션 결과를 Fig.12, 13 에 도시하였다.

위치제어루프는 P-gain 만을 갖는 구조로, 계의 고속성과 충분한 damping 을 목표로 간편하게 설정될 수 있다. 위치제어루프는 계의 위치 추종오차 및 정상상태에서의 위치정도를 결정하게 된다.

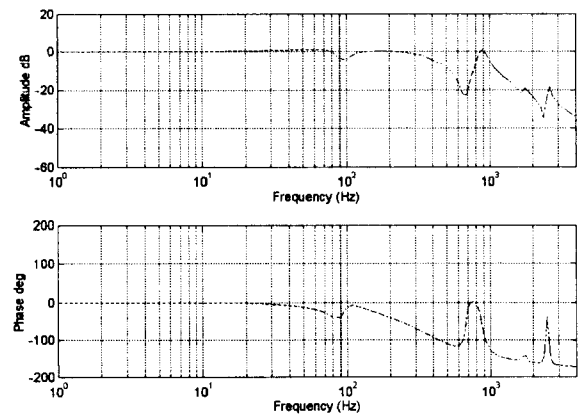


Fig. 12 : Frequency response($\dot{x}_l / \dot{x}_{ol}$) of speed control loop(k(2)= 1.3Nms/rad, T_n=5ms, $k_l = k(2) / T_n$)

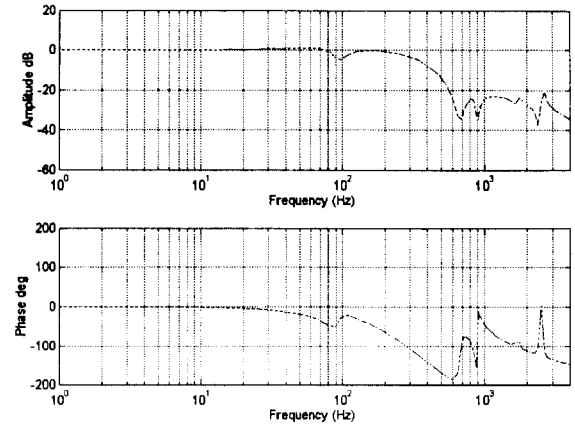


Fig. 13 :Frequency response($\dot{x}_l / \dot{x}_{ol}$) of speed control loop with bandstop filter at f_{p3}

5. 시험·측정 결과

Fig.14 는 PI 전류제어된 AC 서보모터의 전류에 대한 주파수 응답 측정결과로 대략 2000Hz 이내에서 2 차함수의 특성을 보이고 있다. 이는 이 구간내에서 1 차식 모델과 PI 전류제어기로 모델화된 모터 운동특성의 가정과 잘 일치함을 의미한다.

Fig.15 는 PI 속도제어된 속도제어루프의 속도에 대한 주파수 응답 측정결과로 시뮬레이션 결과(Fig. 12)와 비교하여 약 1500Hz 이내에서 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 대략 1500 Hz 이상에서 시뮬레이션 결과의 불확실성은 모터와 기계 구조의 모델화되지 않은 고주파 영역에서의 운동특성 및 비선형적 특성에 의해 기인되는 것으로 추정된다.

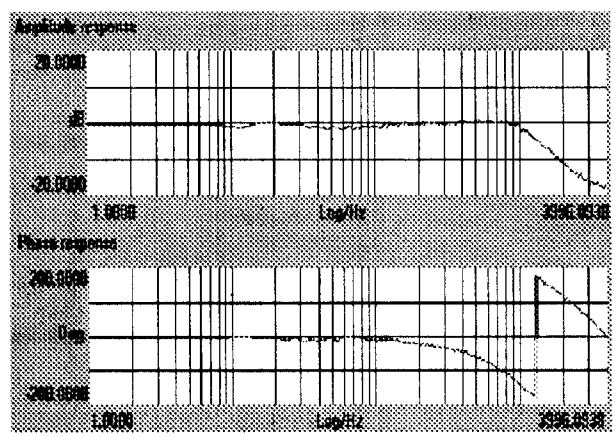


Fig. 14 : Frequency response of AC servo-motor with current control loop(measured)

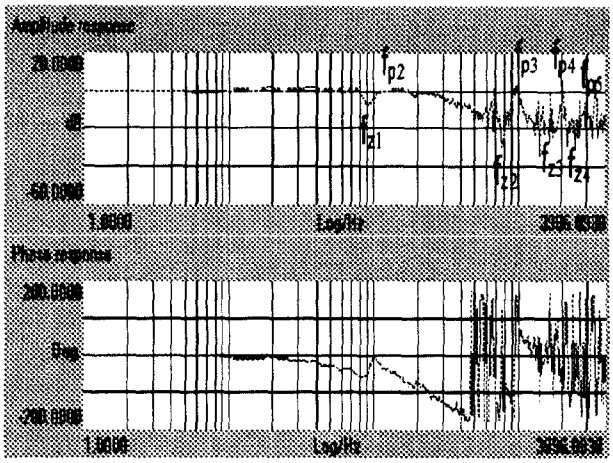


Fig. 15 : Frequency response($\dot{x}_1 / \dot{x}_{01}$) of speed control loop(measured)

Fig.16 은 속도제어루프의 속도 step 입력(20mm/min)에 대한 시간 응답성으로 특히 원내에 볼 스크류와 테이블간의 탄성운동특성이 잘 나타나 있다. 이러한 탄성특성을 최소화하기 위하여 속도제어루프의 P-gain 을 낮추는 경우에 속도응답시간이 늦어지게 된다. 위치제어루프의 P-gain 설정에 따른 측정된 주파수 응답은 Fig.17 에 도시하였다.

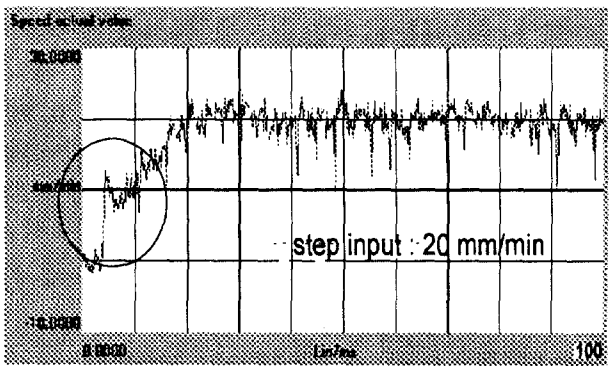


Fig. 16 : Step response of speed control loop(measured)

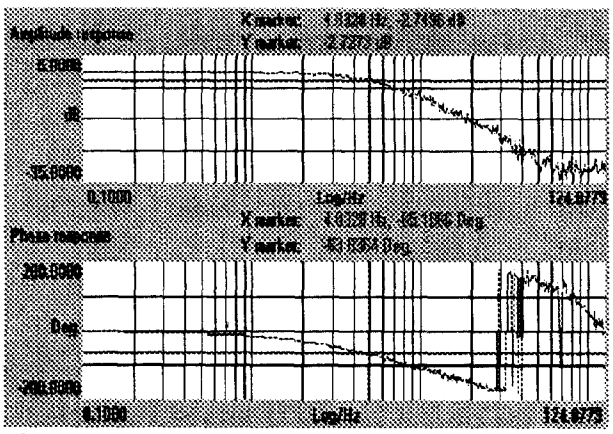


Fig. 17 : Frequency response(x_1 / x_{01}) of position control loop (measured)

6. 결론

본 연구에서는 NC 공작기계 이송 구동계의 제어 최적화 설계를 위한 시뮬레이션 모델을 발전시켰고, 고정도 CNC 선반의 이송 구동계에 적용하여 시험·측정한 결과와 비교하였다. 기계적 구조는 선형 5 질량계의 탄성체로 모델링되었으며, 측정결과 1500Hz 이내에서 실측치와 매우 잘 일치하였다. 측정에 의해 검증된 시뮬레이션 모델은 계의 동특성 분석 및 제어 설계에 이용하였다.

이송 구동계는 탄성체로서의 운동특성을 나타내며, 이러한 계의 제어적 설계목표는 제어적 안정화영역에서 충분한 고속성, damping 을 확보하는 동시에 탄성적 거동을 최소화하는 것이다. 경제적 이유로 산업계 일반에 적용되는 semi-closed loop 방식은 이러한 탄성적 특성을 한계적으로 제어할 수 밖에 없으나, 이러한 3 가지 제어목표의 최적 실현이 최적제어설계이다.

본 연구결과는 NC 공작기계와 자동화 기기등의 이송 구동계에 대한 제어 최적화 설계를 위한 구조적 탄성특성분석 및 제어설계에 효과적으로 활용될 수 있겠다.

후기

본 연구관련 현대정공(주) 시험·평가팀 배 문재, 정 성훈님의 시험·측정 협조에 감사드립니다.

참고문헌

1) Föllinger O. (1985). "Regelungstechnik", Hüthig, Berlin.
2) Groβ H. (1981) "Elektrische Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen", Siemens A.G.
3) Kailath T. (1980). "Linear Systems", Prentice- Hall Inc., Englewood Cliffss.
4) N.N. (1993) "SIMODRIVE AC Motors for Feed- and Main Spindle Drives", Siemens.
5) Shinners S.M. (1978) "Modern Control System Theory and Application", Addison-Wesley Publishing Co. Massachusetts.
6) Stute G. (1981). "Regelung an Werkzeug - maschinen", Carl Hanser Verlag, München.
7) Tse F.S., Morse I.E. & Hinkle R.T. (1963). "Mechanical Vibrations", Allyn & Bacon, Inc.
8) Weck M. (1995). "Werkzeugmaschinen" - Fertigungssysteme, Band 3.2, Automatisierung und Steuerungstechnik 2, Düsseldorf.