

<論 文>

공작기계 계의 이송방향 동특성에 관한 연구

이 종 원* · 조 영 호**

(1982년 9월 29일 접수)

Feed Directional Dynamic Characteristics of the Machine Tool System

Chong Won Lee and Young Ho Cho

Abstract

In order to characterize the machine tool feed-drive dynamics, thread cutting experiments are performed with cutting conditions and slide-way lubrication varied. During the experiments, the carriage, tool post and tail stock accelerations in the feed direction are measured, and analyzed by employing the spectral analysis method.

It is found that the tool post vibration in the feed direction during thread cutting operation is mainly due to those of the carriage and the workpiece. Other structure-related vibrations show little effects on the tool post vibration. The characteristics of the carriage vibration is shown to be fairly consistent, except the vibration amplitude, regardless the variations in cutting condition and lubrication within the experimental range. The experimental results suggest that the feed-drive system can be modelled as a 2 DOF damped oscillatory system.

1. 서 론

공작기계에서 큰 문제가 되는 것은 동적 불안정 상태인 자력진동(self-excited vibration)이다. 이 자력진동은 공작물과 공구간의 상대진동에 의한 chatter 현상과 이송기구가 움직일 때 발생하는 stick-slip 현상이 주를 이룬다.¹⁾ 지금까지의 공작기계 진동연구는 주로 chatter 현상을 다루어 왔고, 이송대진동을 연구한 것은 별로 없다. 이송대진동을 연구한 논문도 윤활 문제만을 고려하여 마찰 계수만을 조사한다거나,²⁾ 시스템을 모형화하여 stick-slip 현상 자체만을 연구하였다.³⁾

이송 방향의 진동이 문제가 되는 것은 정밀 절삭 작업일 경우와 나사 절삭과 같이 이송방향의 가공 정밀

도가 요구되는 작업의 경우이다. 본 연구에서는 이송, 나사 절삭을 통해 이송대진동이 공구대진동에 미치는 영향을 스펙트럼 분석 방법을 채택하여 조사하였다. 이송대의 진동은 안내면과 이송대의 마찰과 이송대 구조에 의한 것이므로 이송대의 진동 측정은 이송대중 안내면과 가장 가까운 곳에서 수행하였고, 공구대 진동은 공구 선단과 가까운 공구 고정대에서 측정했다. 또한 십압대의 진동도 측정하였다. 이때 공구대, 이송대 및 십압대에 부착한 가속도계들에서 측정되는 이송 방향 진동 신호를 스펙트럼 분석하여 공구대 진동에 십압대와 이송대의 진동이 미치는 영향을 조사하였다.

나사 가공에서는 다른 절삭에 비해 절삭량이 비교적 크고 이송 속도가 빨라 절삭력이 매우 크므로 주축 속도를 최저 속도인 63rpm으로 고정시키고, 이송속도, 윤활상태, 가공량에 따른 진동의 변화를 보기 위해 이송 속도와 절삭깊이를 4단계, 윤활상태를 2단계로 나누어 실험을 수행했다.

* 정희원, 한국과학기술원 기계공학과

** 정희원, 한국과학기술원 기계공학과, 현재 (주) 삼성전자 근무

2. 이송 기구의 모형화 및 해석

2.1. 이송 기구의 모형

고체 마찰력이 시스템의 강성도를 변화 시킨다는 것은 잘 알려진 사실이다.⁴⁾ 공작 기계의 이송 기구에서 마찰력이 크게 관여되는 것은 저속도 운행중에 발생하는 stick-slip 현상이다.

그러나, 선반과 같이 비교적 이송 속도가 빠른 공작 기계에서는 이송 속도가 stick-slip 현상이 생기는 임계 속도보다 커서, 이 현상이 이송대 진동을 지배하지는 못하지만, 마찰력의 변화에 따라 시스템이 변하며 이에 대한 비선형 운동 방정식도 세울 수 있다.¹⁾ 즉, Fig. 1과 같이 이송 기구만을 생각해 보면 간단한 운동 방정식이 세워진다.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Mg\mu(v_0 - \dot{x}) \quad (1)$$

여기서, M 은 이송 기구의 질량, C 는 연결 기구의 감쇠, K 는 연결기구의 강성도이며 $\mu(v_0 - \dot{x})$ 는 마찰계수로 $(v_0 - \dot{x})$ 의 함수이다. 이 식에서 \dot{x} 가 v_0 에 비해 매우 작다고 보면²⁾

$$\dot{y} + (2\zeta + \mu'g)\dot{y} + \omega_n^2 y = 0 \quad (2)$$

여기서,

$$y = x - \frac{mg\mu}{k}, \quad \mu' = \frac{\partial \mu}{\partial v}, \quad \omega_n^2 = \frac{K}{M}, \quad 2\zeta = \frac{C}{M}$$

식 (2)에 따르면 \dot{y} 의 계수 즉, $(2\zeta + \mu'g)$ 의 부호에 따라 안정, 불안정 상태가 되고, 이 계수가 음일 때, stick-slip 현상이 생긴다. 이 현상은 대개 마찰 계수가 속도의 함수로, 임계 속도까지는 마찰 계수가 계속 감소하여 μ' 이 음이 되기 때문에 발생할 수 있다.

그러나, 이는 속도(v)가 작을 경우이고, 임계속도보다 클 경우에는 식 (2)가 성립되지 않고, 비선형 방정식이 된다. 또, 실제 공작기계에서는 이송대 및 베드 이외의 다른 복잡한 시스템이 고려되어야 하며 단순한 모형화가 어려우므로 실제 운전시 측정되는 진동 신호 $x(t)$ 가 일반적인 선형 미분 방정식을 만족하는 시스템으로부터의 출력이라 가정하고 스펙트럼 분석을 통하여 이송 기구의 모형화를 시도했다.^(5,6,7,8)

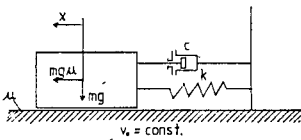


Fig. 1 Equivalent vibratory system of the feed mechanism⁽¹⁾.

즉,

$$(D^i + a_{i-1}D^{i-1} + \dots + a_1D + a_0)x(t) = (b_jD^j + b_{j-1}D^{j-1} + \dots + b_1D + 1)Z(t) \quad (3)$$

여기서, i, j : 미분 방정식의 차수

$D = \frac{d}{dt}$: 미분 연산자

$Z(t)$: 백색 잡음

a_i, b_j : 계수

2.2. 스펙트럼 분석⁽⁹⁾

$x_1(t), x_2(t), y(t)$ 를 각각 이송대, 심압대, 공구대의 이송 방향 가속도라 할 때 $x_1(t)$ 와 $y(t)$, $x_2(t)$ 와 $y(t)$ 의 Coherence(COH) 함수는 다음과 같이 정의된다. 즉

$$\gamma_{1y}^2(f) = \frac{|G_{1y}(f)|^2}{G_{11}(f)G_{yy}(f)} \quad (4)$$

$$\gamma_{2y}^2(f) = \frac{|G_{2y}(f)|^2}{G_{22}(f)G_{yy}(f)} \quad (5)$$

여기서, $0 \leq \gamma_{1y}^2(f), \gamma_{2y}^2(f) \leq 1$ 이며, $G_{11}(f), G_{22}(f), G_{yy}(f)$ 는 Autospectrum, $G_{1y}(f), G_{2y}(f)$ 는 Cross-Spectrum을 나타낸다. $x_1(t)$ 와 $x_2(t)$ 가 $y(t)$ 에 공현하는 정도를 아는데 가장 효과적인 Coherent output power (COP)는

$$P_{1y}(f) = \gamma_{1y}^2(f)G_{yy}(f) \quad (6)$$

$$P_{2y}(f) = \gamma_{2y}^2(f)G_{yy}(f) \quad (7)$$

또한 $x_1(t)$ 와 $y(t)$, $x_2(t)$ 와 $y(t)$ 사이의 전달 함수 $H_1(f), H_2(f)$ 는

$$H_1(f) = \frac{G_{1y}(f)}{G_{11}(f)} \quad (8)$$

$$H_2(f) = \frac{G_{2y}(f)}{G_{22}(f)} \quad (9)$$

전달함수에서는 위상(phase)이 상당한 정보를 제공해 준다. 위상이 0° 라면 이는 두 시스템이 강제운동을 한다는 것이고, $\pm 90^\circ$ 일 때는 그 부근에서 시스템이 고유 진동수를 가짐을 의미한다.

3. 실험 과정⁽¹⁰⁾

실험선반은 매우범용 선반(Model ED-18)을 사용했으며 안내면의 마찰 상태로는 윤활유(Shell Tellus 32)를 충분히 칠해 준 경우와 윤활유를 마른 형질으로 충분히 제거 시켜준 경우의 두 상태를 고려했다. 각 경우에 대해서는 실험적으로 마찰 계수를 측정하였고, 측정 후 본 실험을 수행했다.

3.1. 안내면의 마찰계수 측정

속도의 변화에 따른 동 마찰 계수를 구하기 위해 먼

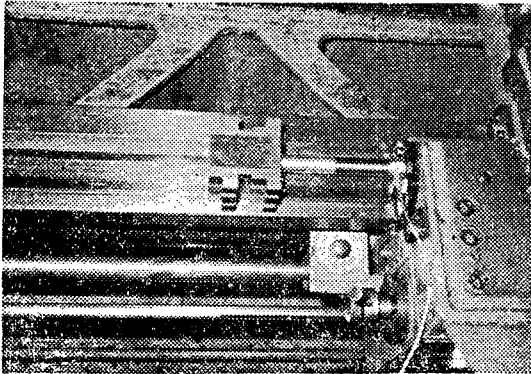


Fig. 2 Friction test apparatus.

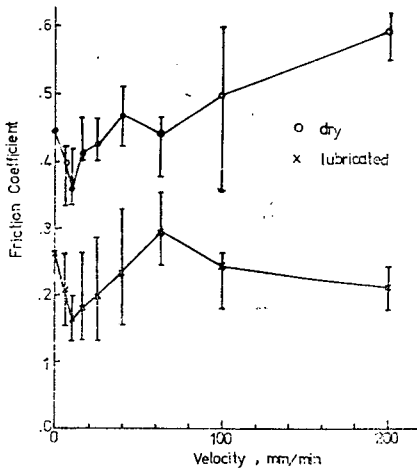


Fig. 3 Friction coefficient of slideway, lubricant : shell tellus oil 32, temperature 0°C.

저 무게 mg 인 V-블럭(block)을 알내면 위의 이송대 앞에 올려 놓고 일정 속도로 움직이는 이송대의 사이에 load cell 을 장치하여 이송중 V-블럭에 전달되는 압축력 F 를 측정하여 동 마찰계수

$$\mu_d = \frac{F}{mg} \quad (10)$$

를 계산했다.

마찰계수 측정 실험에서 사용한 V-블럭의 무게는 1.25kg 중이었고, load cell 은 PCB-model 208A03(감도 10mV/lb)를 사용했으며 실험장치는 Fig. 2에 보였다. 이송속도는 6.3, 10, 16, 25, 40, 63, 100, 200mm/min 의 8 단계로 변화시키면서 실험을 수행했는데 각 실험은 각각 위치를 바꾸어 가며 10 번을 수행하였으며 평균한 값과 최대 오차 범위를 Fig. 3에 도시했다.

3.2. 진동 측정 실험

공구대와 이송대 및 십압대의 이송 방향 진동의 상관관계를 구하기 위해 Fig. 4와 같이 설치하여 실험했다.

진동신호 측정을 위한 가속도 계의 부착위치는 십압대부위, 공구대 및 이송대의 미끄럼면 근처이었으며 모두 이송 방향의 가속도 신호를 검출했다. 실험조건으로는 Table 1에 보인 바와 같이 이송속도와 절삭 깊이, 그리고 왕복면의 윤활상태를 변수로 해 나사 가공을 했다. 절삭조건시 절삭 깊이에 따른 구체적 기준은 다음과 같다.

Table 1 Cutting condition.

Spindle speed: 63rpm, lubricant: shell Tellus oil 32

EXP #	Feed mm/rev	Depth of cut mm	MRR* mm ³ /sec	Lubrication
1-1a	2	0	0	Fully Lubricated
1-1b		0.8	54.9	
1-1c		0.6	113.1	
1-1d		0.4	109.3	
1-2a	1	0.4	45.7	
1-2b	2		105.1	
1-2c	3		164.5	
1-2d	4		223.8	
2-1a	2	0	0	Almost Dry
2-1b		0.8	54.7	
2-1c		0.6	113.1	
2-1d		0.4	109.3	
2-2a	1	0.4	45.7	
2-2b	2		105.1	
2-2c	3		164.5	
2-2d	4		223.8	

* Metal Removal Rate

a) #1-1, #2-1에서는 Fig. 5와 같이 피치 2mm 의 나사를 처음에 절삭 깊이 0.8mm, 다음에 0.6mm, 0.4mm의 순으로 연속 절삭하여 삼각 나사 가공을 하였다.

b) #1-2, #2-2에서는 각 피치에 따른 나사를 어느 정도 내놓은 후 최종 절삭 깊이가 0.4mm 되도록

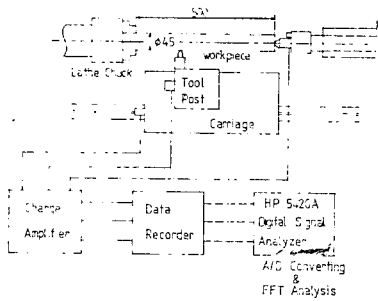
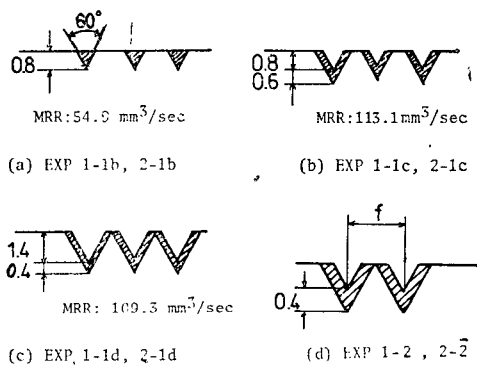


Fig. 4 Setup for cutting experiment.



- MRR a: 45.72mm³/sec [$f=1$ mm/rev]
- b: 105.1mm³/sec [$f=2$ mm/rev]
- c: 164.5mm³/sec [$f=3$ mm/rev]
- d: 223.8mm³/sec [$f=4$ mm/rev]

Fig. 5 Shape of the thread cutting in experiment. 1-1, 2-1, 1-2 and 2-2. ///-removing part

록 하여 완성 나사 절삭이 되도록 하였다.

각 실험에 따른 공작물의 절삭량은 Fig. 5에 보였다. 절삭 시험용 공작물은 연강(mild steel, S30C)으로 직경 45mm 길이 520mm인 환봉이며 주축대에 고정시키고 십압대에 단순 지지시켜 공작물의 실제 유효 길이는 500mm가 되게하였고, 60° 삼각 나사 절삭용 공구(대한 중성 THR 16 QD)를 사용해서 나사 절삭 실험을 수행했다.

가속도계에서 측정되는 신호는 녹음기에 기록했으며 재생된 신호들은 디지털 신호 분석기(Digital Signal Analyzer; HP5420A)로 FFT 분석을 했다. 가속도계는 허용 가속도 1000g의 BBN 제품 model 501을 사용했고, 허용 가속도 100g의 BBN 제품 model 820M Digital Vibration Analyzer로 증폭했다. 디지털 신호 분석기로 부터의 스펙트럼은 20회 이상 평균해서 구했

으며, 이때 샘플링 간격은 0.3125ms., 주파수 분해능(resolution)은 3.125Hz, 자료수는 1,024개였다. 사용한 디지털 신호 분석기에는 Anti-Aliasing 용 필터 및 Hanning window가 내장되어 있다.

4. 실험결과

4.1. 마찰계수 측정

실험 결과 계산된 등 마찰 계수는 Fig. 3과 같은데 윤활불량의 경우가 윤활 양호의 경우에 비해 마찰 계수가 2배 가량 크게 나타남을 알 수 있는데 이로써 실제 공작기계 이송기구의 윤활상태에 따른 마찰 특성의 변화가 의외로 크음을 알 수 있다. 각 윤활 상태의 경우 이송 속도에 따른 마찰계수의 변화는 특이한 양상을 보이고 있는데 stick-slip이 일어나는 필요 조건인 마이너스 구배는 이송속도 10mm/min 이하에서는 마찰 상태에 관계없이 일어나고 윤활 불량인 경우는 40~60mm/min 윤활 양호의 경우는 60mm/min 이상에서도 일어나는 것으로 나타났다. 마이너스 구배의 경우 이송 속도가 작은 경우는 구배가 급한 반면 (0.01min/mm)이송속도가 큰 경우는 구배가 완만하여 stick-slip현상이 일어날 수 있는 가장 좋은 조건은 10mm/min 이하의 경우이며 40~60mm/min(윤활 불량인 경우) 또는 60mm/min 이상(윤활 양호의 경우)에서도 국부적으로 stick-slip현상이 다소 존재할 가능성이 있다. 일반적으로 stick-slip현상은 마찰계수의 마이너스 구배가 큰 저속 구동시 발생하는 것으로 알려져 있으나, 10mm/min 이하에는 특수한 경우를 제외하고는 절삭 작업을 하지 않으며 특히 나사 절삭과 같이 이송 방향 진동이 중요한 경우는 이송 속도가 ~50mm/min 이상이기 때문에 실제 stick-slip현상이 주요한 진동 원인으로 작용하는 예는 드물다. 이송속도가 큰 구역에서의 마이너스 구배 구간에서는 이론적으로 stick-slip현상이 발생할 수 있으나 구배가 작기 때문에 그 영향이 작으리라 추측되며, 실제 이송 속도가 증가하게 되면 다른 진동요인, 예를 들면 공작기계 절삭 과정 및 구조 등의 영향이 크게 작용하여 복합적인 효과를 나타내게 되므로 공작기계 이송 구동 기구의 진동 현상은 단순한 stick-slip 모형만으로는 해명되지 않는다. 따라서, 일반적인 모형을 고려한 진동 해석 방법을 채택할 필요성이 있다.

4.2. 스펙트럼 분석

Fig. 6에 전형적인 가속도 신호의 시간 자료를 도시

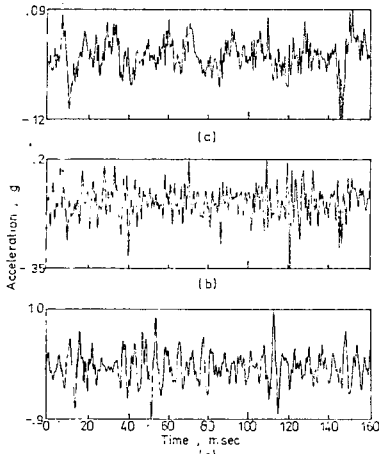


Fig. 6 Time records of a) carriage b) tool post and c) tail stock accelerations.
EXP 1-1 D

했으며 본 논문에서는 Exp. #1-1a, 1-1d, 2-1a, 2-1d의 경우에 대한 스펙트럼 분석 결과만을 제시하였다.⁽¹⁰⁾

(1) PSD에 의한 분석

Fig. 7.1 a)와 b)에 보인 운할 양호 상태에서 절삭을 하지 않을 때의 이송대와 공구대의 가속도 PSD에서 40Hz peak로 특성 지워지는 100Hz 이하의 저주파수 영역에서 이송대 진동이 공구대 진동과 같은 정도로 반영되었다. 이때 Fig.7.2 d)에 보인 전달 함수의 위상은 0이 되어 이송대와 공구대가 거의 강체 병진 운동을 한다고 볼 수 있다. 한편, Fig. 7.1 c)에 보인

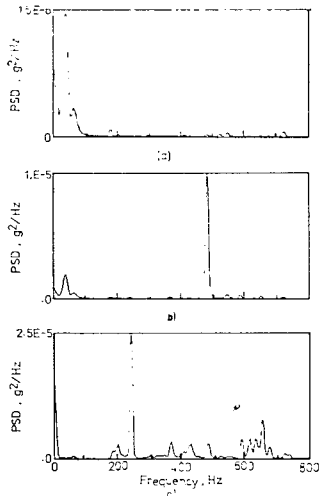


Fig. 7.1 Autospectra of a) carriage b) tool post and c) tail stock accelerations.
EXP 1-1A

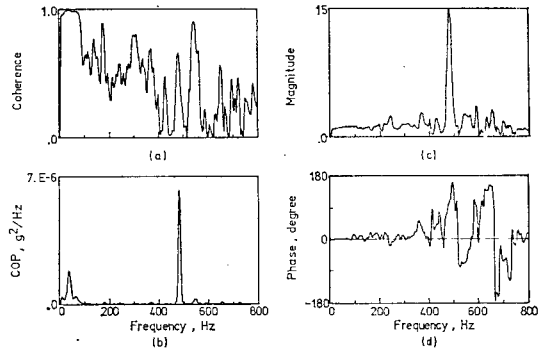


Fig. 7.2 a) Coherence function between tool post and carriage accelerations b) Coherent output power for tool post acceleration using carriage acceleration for input. Transfer function between tool post (output) and carriage (input) accelerations c) Magnitude d) Phase.
EXP 1-1 A

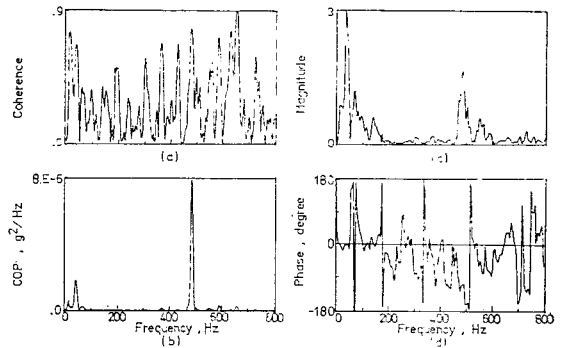


Fig. 7.3 a) Coherence function between tool post and tail stock accelerations b) Coherent output power for tool post acceleration using tail stock acceleration for input. Transfer function between tool post (output) and tail stock (input) accelerations c) Magnitude d) Phase.
EXP 1-1 A

심압대 가속도의 PSD에서는 40Hz 성분이 보이지 않았다. 이는 절삭이 진행되지 않을 때는 공구대와 이송대가 직접 심압대와 연결되어 있지 않아, 서로 상관관계가 미소하기 때문이다. 이는 공구대와 심압대 진동간의 전달 함수의 위상에서도 이 같은 사실이 보여진다. 즉, Fig. 7.3 d)에 보인 바와 같이 공구대와 심압대 진동 사이의 위상이 100Hz 미만에서는 거의 불규칙(random)하게 나와 이를 입증한다. 만약 공작기계 전

체 구조의 고유 진동이 40Hz 부근이라면 심압대의 가속도 PSD 에서도 40Hz의 peak이 나와야 한다. 그러나, 이 부근에서는 전혀 peak이 없어, 40Hz의 이송대의 진동은 공작기계 전체의 구조에 의한 진동이 아니고, 리이드 스크류(lead screw)와 안내면으로 된 연결기구와 이송대 및 공구대 질량에 의한 진동이 분명하고, 이 진동은 복합적인 것이어서 이것이 stick-slip 현상에 의한 것인지는 구분할 수 없다.

운활 불량 상태에서 비절삭의 경우는 Fig. 9에 보였는데, 앞서 운활 양호의 경우와 동일한 결론을 내릴 수 있음을 알 수 있다. 다만, 운활 불량인 경우 Fig. 9·1 c)의 심압대 가속도 PSD에서 심압대 부의 제 1, 제 2 굽힘 모드에 해당하는 240Hz와 600Hz 부근의 power의 분배가 운활 양호의 경우인 Fig. 7·1 c)와 상이함을 알 수 있는데 이는 심압대의 가속도의 특성이 운활 정도에 따라 상당히 변화함을 보인다.

이송대 및 공구대 가속도의 PSD 중 ~100Hz 미만에서는 Fig. 9·1 a)와 b)의 운활 불량인 경우가 Fig. 7·1 a)와 b)의 운활 양호의 경우 보다 power가 2.5배 커지는 반면 공구대 (250Hz, 480Hz) 및 심압대 (240Hz, 600Hz)의 구조 진동에 의한 power는 그대로 유지되고 있음을 확인할 수 있으며, 따라서 이송대 및 공구대 가속도 성분중 100Hz 이상의 주파수 영역은 운활과 직접 관계가 없음을 알 수 있다. 절삭이 일어나면 운활 양호의 경우 Fig. 8·1 a) 및 b)에 보인 이송대 및 공구대 가속도 PSD에서 이송대 진동의 특성인 100Hz

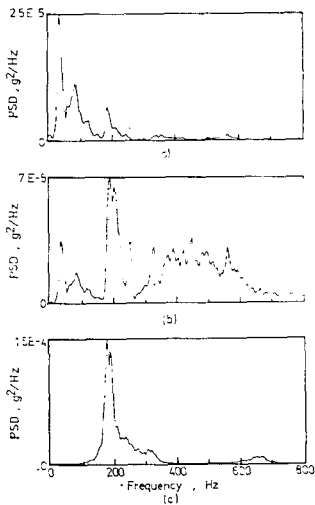


Fig. 8·1 Autospectra of a) Carriage b) Tool post and c) Tail stock accelerations. EXP 1-1 D

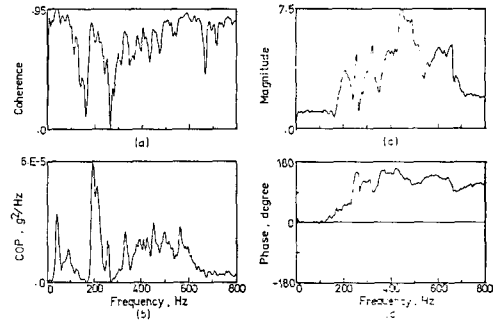


Fig. 8·2 a) Coherence function between tool post and carriage accelerations b) Coherent output power for tool post acceleration using carriage acceleration for input. Transfer function between tool post (output) and carriage (input) accelerations c) Magnitude d) Phase. EXP 1-1 D

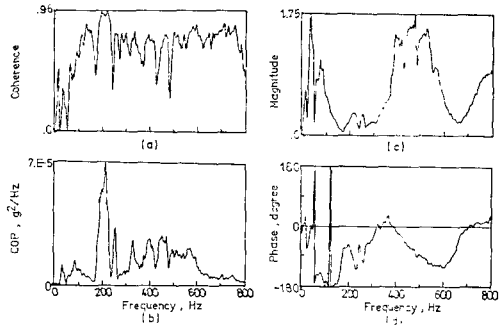


Fig. 8·3 a) Coherence function between tool post and tail stock accelerations b) Coherent output power for tool post acceleration using tail stock acceleration for input. Transfer function between tool post (output) and tail stock (input) accelerations c) Magnitude d) Phase. EXP 1-1 D

미만의 주파수 영역에서 power가 공히 약 15배 증가하며 공작물의 고유 진동(200Hz)에 의한 영향이 공구대 가속도 PSD에서 현저하게 증가하는 반면 이송대 가속도 PSD에는 그 power가 공구대 진동 power의 1/8 정도로 약화되어 전달됨을 알 수 있다. 이는 이송대의 질량이 공구대의 그것에 비해 크고, 이송대의 고유 진동수(40Hz)가 공구대의 고유진동수(250Hz) 보다 낮기 때문에 마찰면에서의 이송대 진동이 공구대에는 그대로 전달되는 반면 공구대에 전달되는 절삭력에 의한 진동은 이송대에서 흡수되어 마찰 기구에는 크게 영

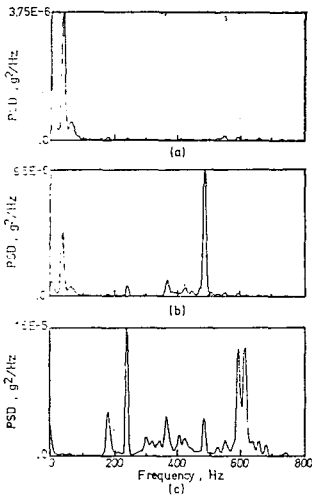


Fig. 9.1 Autospectra of a) Carriage b) Tool post and c) Tail stock accelerations. EXP 2-1 A

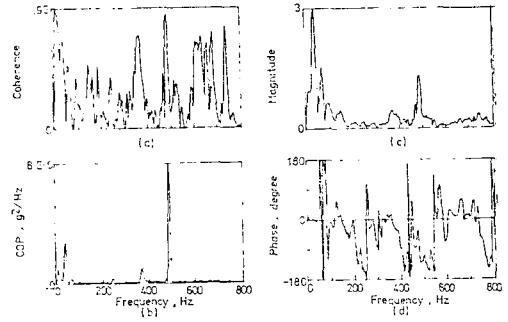


Fig. 9.3 a) Coherence function between tool post and tail stock accelerations b) Coherent output power for tool post acceleration using tail stock acceleration for input. Transfer function between tool post (output) and tail stock (input) accelerations c) Magnitude d) Phase. EXP 2-1 A

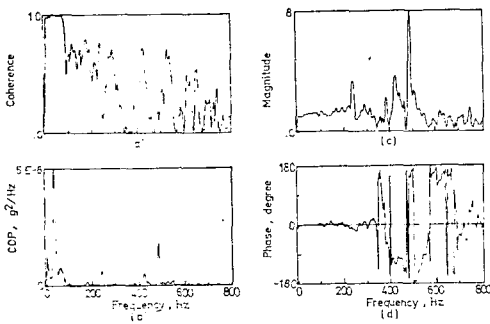


Fig. 9.2 a) Coherence function between tool post and carriage accelerations b) Coherent output power for tool post acceleration using carriage acceleration for input. Transfer function between tool post (output) and carriage (input) accelerations c) Magnitude d) Phase. EXP 2-1 A

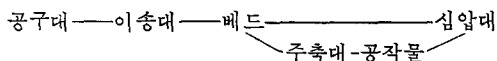
항을 미치지 않음을 알 수 있는데 이는 에너지 전달의 관점에서 Fig. 8.2 c)의 $\sim 200\text{Hz}$ 에서의 단순한 진폭비의 감소($\sim \sqrt{\frac{1}{8}}$)뿐 아니라 Fig. 8.2 d)의 큰 위상 지연($\sim -40^\circ$)을 유발시키는 것으로 보아도 알 수 있다. 또한 공구대의 가속도 PSD에서 특징할 것은 절삭이 행해짐에 따라 공구대의 제 2 고유 진동수 480Hz를 중심 주파수로 하는 $\sim 250\text{Hz}$ 주파수 폭(band)을 갖는 넓은 주파수 영역(wide band)이 형성됨을 관찰할 수 있다. Fig. 8.1 c)에 보인 십압대 가속도 PSD의 경우는 공작물과 십압대의 접촉 모우드에 의한 $\sim 200\text{Hz}$ 부

근의 power가 현저하게 증가되었음을 알 수 있다. 또한 십압대 부의 제 2의 모우드와 관련이 있는 $\sim 600\text{Hz}$ 부근의 power는 절삭과 관계없이 변하지 않음을 알 수 있다.

절삭이 일어나면 윤활 불량률의 경우 Fig. 10.1 a) 및 b)에 보인 이송대 및 공구대 가속도 PSD에서 이송대 진동의 특성인 100Hz 미만의 주파수 영역에서 power가 공회 ~ 20 배 증가하며 공작물의 고유 진동에 의한 영향은 이송대 진동 power가 매우 커져 상대적으로 구별할 수 없게 되어 있으나, Fig. 10.2 c) 및 d)의 특성이 윤활 양호의 경우인 Fig. 8.2 c) 및 d)와 유사하므로 앞서의 윤활 양호의 경우에서의 공작물의 고유 진동에 의한 특성이 윤활 불량률의 경우에도 그대로 유지됨을 알 수 있다. Fig. 10.1 c)에 보인 십압대 가속도 PSD의 경우는 십압대부의 고유진동수 $\sim 240\text{Hz}$, $\sim 600\text{Hz}$ 부근의 power는 변하지 않는 반면 공작물의 고유 진동에 의한 $\sim 200\text{Hz}$ 부근의 power가 현저하게 증가하였고, $\sim 300\text{Hz}$ 부근의 power가 대체로 증가한 것이 특징할만 하다.

(2) Coherence (COH) 함수 및 Coherent Output Power (COP)

a) 십압대의 공구대 진동에 미치는 영향
비절삭 시에는 Fig. 7.3 a) 및 Fig. 9.3 a)에 보인 바와 같이 공구대와 십압대가 공작물에 의해 연결되어 있지 않으므로 공구대와 십압대 사이의 에너지 전달은



의 간접 경로를 따라 이루어지며 따라서, 공구대 및 심압대 진동의 COH는 윤활 정도에 관계없이 1보다 훨씬 작으며 특히 에너지가 큰 0~400Hz band에서는 더욱 작게 된다. 즉, 비절삭시는 심압대 진동과 공구대의 진동이 상관관계가 매우 작다고 할 수 있다. 절삭시에는 공구대와 심압대가 공작물에 의해 연결되게 되고 에너지 전달도 공구대-공작물-심압대의 직접 경로를 따라 이루어져 Fig. 8.3 a) 및 Fig. 10.3 a)에 보인 바와 같이 COH가 대체로 증가하여 Fig. 8.3 b) 및

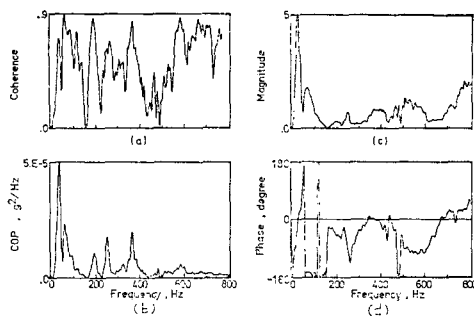


Fig. 10.3 a) Coherence function between tool post and tail stock accelerations b) Coherent output power for tool post acceleration using tail stock acceleration for input. Transfer function between tool post (output) and tail stock (input) accelerations. c) Magnitude d) Phase.

EXP 2-1 D

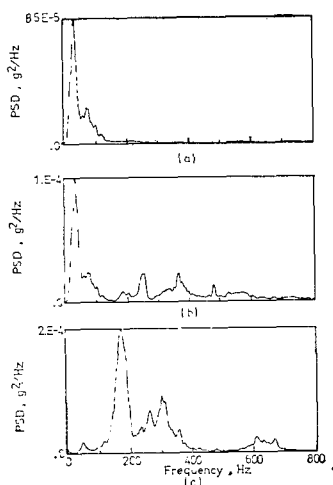


Fig. 10.1 Autospectra of a) Carriage b) Tool post and c) Tail stock accelerations.

EXP 2-1 D

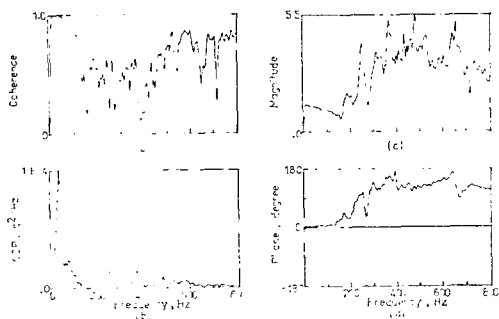


Fig. 10.2 a) Coherence function between tool post and carriage accelerations b) Coherent output power for tool post acceleration using carriage acceleration for input. Transfer function between tool post (output) and carriage (input) accelerations c) Magnitude d) Phase.

EXP 2-1 D

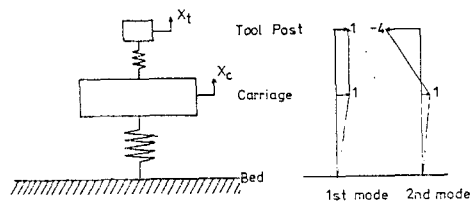


Fig. 11 Conceptual modelling of feed-drive mechanism.

Fig. 10.3 b)에 보인 COP에 보인 바와 같이 공구대 가속도 PSD에 윤활 양호의 경우 공작물 고유 진동수 ~200Hz 부근에서, 윤활 불량인 경우는 오히려 이송대의 특성 주파수인 100Hz 미반에서 큰 영향을 보인다.

b) 이송대의 공구대 진동에 미치는 영향

비절삭 시에는 Fig. 7.2 a) 및 Fig. 9.2 a)에 보인 바와 같이 공구대와 이송대 가속도의 COH가 100Hz 미반에서는 거의 1에 가까우며, 이는 비절삭시 100Hz 미반에서의 공구대의 진동은 이송대의 진동에 전적으로 의존함을 보인다. 주파수가 높게 되면 COH가 상당히 작게 되는데 이는 이송대와 무관하게 공구대가 고주파수 영역에서 진동함을 의미한다. 이 현상은 절삭시의 경우인 Fig. 8.2 a) 및 Fig. 10.2 a)에서도 관찰할 수 있으며 고주파수 영역에서의 COH의 증가는 이 경우 Fig. 8.2 b) 및 Fig. 10.2 b)의 낮은 COP에서도 알 수 있듯이 별로 의미가 없다.

(3) 전달 함수의 분석

a) 십압대 진동과 공구대 진동의 관계

Fig. 7·3 c) d) 및 Fig. 9·3 c) d)에 보인 비절삭의 경우 십압대 가속도—공구대 가속도의 전달 함수는 거의 같은 양상을 보이고 있는데 위상이 불규칙한 것으로 보아 십압대와 공구대 진동이 관련이 적은 것을 알 수 있으며 윤회의 정도에 무관함을 확인할 수 있다. 또한, 이송대의 진동이 공구대의 진동에 미치는 영향과 십압대의 진동에 미치는 영향이 대략 3:1(진폭의 제곱비) 정도임을 $\sim 40\text{Hz}$ peak의 값으로부터 유추할 수 있다.

절삭이 진행되면 Fig. 8·3 c) d) 및 Fig. 10·3 c) d)에 보인 바와 같이 윤회 양호의 경우보다 윤회 불량인 경우 이송대의 진동($\sim 40\text{Hz}$)의 십압대 진동에 미치는 영향이 상대적으로 감소($1/1.375 \rightarrow 1/5$)함을 알 수 있다.

b) 이송대 진동과 공구대 진동의 관계

Fig. 7·2 c) d) 및 Fig. 9·2 c) d)에 보인 비절삭의 경우 이송대—공구대 진동의 전달 함수에는 거의 비슷한 양상을 보이고 있는데 $\sim 300\text{Hz}$ 이하에서는 위상이 0에 가깝고 진폭비가 1에 근사함을 관찰할 수 있는데 이는 이송대의 진동이 이 주파수 영역에서는 공구대에 그대로 전달됨을 알 수 있다. 300Hz 이상에서는 불규칙한 위상의 양상을 띄고 있으나, 공회 공구대의 고유 진동수에서는 진폭비에서 peak를 보이고 있다.

절삭이 진행되면 위상 지연이 Fig. 8·2 d) 및 Fig. 10·2 d)에서와 같이 100Hz 이상에서 나타나며 또한 진폭 감소(그림에서는 증폭비로 나와 있음)가 공구대의 굽힘 모드(250Hz)의 영향을 받아 200Hz 부근에서 나타난다. 또 Fig. 8·2 d) 및 Fig. 10·2 d)에 보인 절삭의 경우 200Hz 이상의 영역에서 공구대 가속도—이송대 가속도 간의 위상이 $100^\circ \sim 180^\circ$ 사이의 일정한 경향을 보여 이송대와 공구대가 서로 반대 방향 운동을 하는 것으로 나타난다. 이는 비절삭의 경우에는 잠음 사이의 위상처럼 불규칙하게 위상이 나오다가 절삭의 경우에는 동적 절삭력에 의해 고주파 영역의 진동 모우드가 활성화되기 때문이고, 공구대의 굽힘 모드에 의한 영향으로 250Hz 에서 Fig. 8·2 d) 및 Fig. 10·2 d)에서와 같이 위상이 90° 가 된다.

결론적으로, 공구대의 진동은 이송대 진동의 주 진동수인 $\sim 40\text{Hz}$ 가 가장 크게 나타났다. Fig. 8·1 b)에 보인 윤회 불량, 절삭의 경우에는 $\sim 200\text{Hz}$ 의 power가 가장 컸으나 이것을 변위의 PSD로 본다면 이 역시도 이송대 진동 성분이 가장 크게 영향을 미친다고 볼 수 있다. 또 공구대는 100Hz 이하에서는 이송대와 함

께 강체 병진운동을 하고, 250Hz 에서 위상차가 90° 되는 운동을 하고 있다. 따라서 절삭시 이송 기구에 대한 모형을 생각하면 Fig. 11과 같은 질량이 큰 이송대가 베드에 강한 기구로 연결되어져 있고, 그 위에 작은 질량의 공구대가 탄성 연결된 2자유도의 시스템으로 모형화할 수 있고, 모우드 형상은 Fig. 8·2 c) 및 Fig. 10·2 c)에 보인 전달 함수의 진폭비에서 보면, 100Hz 이하에서 1, 250Hz 에서 공회 4였으므로 이에 따른 모우드는 Fig. 11에 보인 바와 같다.

5. 결 론

대우 ED-18 선반으로 60° 삼각나사 가공을 하는 도중 이송대, 공구대, 그리고 십압대에서 검출한 가속도 신호의 스펙트럼 분석 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 이송속도가 10mm/min 이하에서는 마찰계수의 속도에 따른 구배가 매우 커 stick-slip이 생길 수 있다. 그러나 실제 공작기계에서는 이 범위에서 절삭을 행하지 않으므로 일반적인 감쇠 진동 모형으로 이송 구동 장치의 동특성을 해석해야 한다.
- 2) 공작기계 이송방향 진동에서는 이송 기구의 진동이 가장 큰 power를 가지고 있고, 공구대와 이송대는 절삭시에는 100Hz 이하에서, 비절삭시에는 200Hz 이하에서 강체와 같이 강한 구조로 연결되어 있다. 절삭시에는 공구대의 250Hz 에서의 굽힘모우드가 현저하게 작용하여 공구대와 이송대의 진동자이에 진폭 및 위상의 지연을 유발시킨다. 이에 따라 이송 기구를 2 자유도계로 모형화할 수 있다.
- 3) 윤회 양호의 경우가 윤회 불량인 경우 보다 전체 진동의 에너지가 $2/3$ 가량 작아지나, 전반적인 진동 특성은 그대로 유지된다.
- 4) 공구대의 이송 방향 진동은 십압대 진동과는 거의 무관하고, 이송기구와 공작물의 진동에 크게 영향을 받는다.
- 5) 윤회 상태는 이송대 및 공구대 진동의 경우 100Hz 미만에서만 크게 영향을 주고 십압대 진동 특성은 윤회 상태에 따라 예민하게 변화한다.

후 기

본 연구는 1982년도 한국과학재단의 연구지원으로 이루어졌으며 이에 감사하는 바입니다.

참 고 문 헌

1. Tobias, S.A., "Machine-Tool Vibration," John Wiley & Sons, Inc., 1965, pp.38-44.
2. Birchall, T.M., Kearney, G.P., and Moss, A.J., "Studies of Friction and Lubrication of Machine Tool Slideways," Int'l. J. Mach. Tool. Des. Res. Vol. 2, 1962, pp.317-331.
3. Kato, S., Yamaguchi, K., and Matsubayashi, T., "Stick-Slip Motion of Machine Tool Slideway," J. of Eng. for Ind., Trans. ASME, Vol. 96, May, 1974, pp.557-566.
4. Furukawa, Y. and Mizukane, M., "Influences of Slideway Friction upon the Dynamic Characteristics of N.C. Feed Drive System," Proc. 4th, Int'l. Conf. Prod. Eng., Tokyo, 1980, pp.410-415.
5. 변승완, 이종원, "DDS 방식에 의한 공작 기계 절삭복성 규명," 대한기계학회논문집 제 5 권 제 4 호, 1981, pp.303-311.
6. Pandit, S. M., "Data Dependent Systems and Exponential Smoothing," Analysing Time Series, North-Holland, 1980, pp.217-237.
7. Pandit, S.M., and Wu, S.M., Time Series and System Analysis; Modelling and Application (to be published)
8. Eman, K.F., "Machine Tool System Identification and Forecasting Control of Chatter," Ph. D. Thesis, Univ. of Wisconsin-Madison, 1979.
9. Bendat, J.S., and Piersol, A. G., Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis, John Wiley & Sons. Inc., 1980.
10. 조영호, "공작기계 이송 기구의 진동이 절삭에 미치는 영향," 한국과학기술원 기계공학과 석사논문, 1982.