

드릴링M/C의 Chatter 해석과

동적안정성에 관한 연구

박 종권\* 이 후상\*\*

**A Study on the Chatter Analysis &  
Dynamic Stability of Drilling Machine**

Park, Jong-kweon\* Lee, Hu-sang\*\*

Abstract

This study is carried out to estimate the influence of cutting speed on the dynamic stability of a drilling machine. The theoretical stability chart is constructed by using the measured dynamic characteristics of the drilling machine. The critical cutting width and speed predicted from the stability chart show excellent agreements with those measured. Therefore it is confirmed that the analysis technique used in this study is useful for the prediction of the dynamic instability and improvement of the dynamic characteristics of drilling machines.

\* 한국기계연구소 공작기계실 선임연구원

\*\* 한국기계연구소 공작기계실 선임연구원

## NOMENCLATURE

- T : 회전주기 (sec)
- $\mu$  : 중복계수
- U(S) : 순간 절삭두께
- $U_0(S)$  : 변형전 절삭두께
- y(S) : 공구와 공작물 사이의 상대변위 ( $\mu\text{m}$ )
- F(S) : 절삭저항 (kg)
- $K_c$  : 절삭강성 (kg/mm)
- b : 절삭폭 (mm)
- $K_m$  : 구조물의 강성 (kg/ $\mu$ )
- Gm(S) : Normalized Dynamic Compliance
- $\omega_0$  : 각속도 (rad/sec)
- $\zeta$  : Damping ratio
- $f_0$  : 고유진동수 (Hz)
- $\nu$  : 위상계수
- n : Chatter발생 cycle 수
- $\frac{y(S)}{F(S)}$  : Dynamic compliance
- f : Chatter 주파수 (Hz)
- N : 주축속도 (rps)
- $\Delta b$  : 절삭폭 변화 (mm)
- $\Delta F$  : 절삭력 변화 (kg)

### 1. 서 론

오래전 부터 알려진 바와 같이 기계가공에 있어서 생산성 향상의 저해요인은 자려진동(self-excited vibration)에서 기인된 chatter 현상이다. 특히 자려진동의 발생을 유형별(1)로 보면 실제로 절삭작업에서 가장 문제가 되는 가공한 면을 재 가공할때 발생하는 재생형(regenerative)인 경우와 새로운 가공면을 가공할 때 발생하는 non-regenerative 한 경우로 구분되나 무엇보다도 가공상에서 문제가 되는것은 대부분 regenerative 한 경우가 많다. 따라서 본 연구에서는 재생형 자려진동에 의한 드릴링 M/C의 chatter 현상을 예측하고, 동적안정성을 평가하는 것을 연구의 주된

내용으로 하였다. 이에는 H. E. Merritt [2]의 이론적 수법을 드릴링 과정으로 모델링하여 가진시험을 통한 공구와 공작물간의 상대 컴플라이언스(dynamic compliance)를 측정하고 [5, 7, 9]측정 결과에서 modal parameter[6]를 계산한 후 이와 함께 절삭과정에서의 동적절삭성분(cutting stiffness)을 구해서 [3, 4] 이들을 조합한 harmonic response 함수를 만들어 이론적 안정 한계점(chatter frequency)을 예측한 후 실제 절삭 시험을 통한 실험적 안정성결과와 일치함을 비교, 검토 하였고 아울러 chatter 발생에 관련되는 진동모우드를 [7, 8] 확인하여 chatter 현상을 감소 시키기 위한 방안이 강구되도록 하였다.

### 2. Drilling Chatter 이론

#### 2-1. Chatter발생경로 및 절삭기구 Modelling

절삭중의 공작기계는 Fig(2-1)과 같이 일정한 loop을 형성하면서 가공이 된다. 이때, chatter 발생은 입력된 초기 절삭 깊이가 초기 절삭력을 발생시켜 상대변위를 일으키고 이것이 chip두께를 변화시켜 다시 입력이 될 때 변동 절삭력이 기계구조물과 주기적 공진되어 절삭 구역의 변형 증대를 가져오는데서 야기된다. 여기서, 드릴가

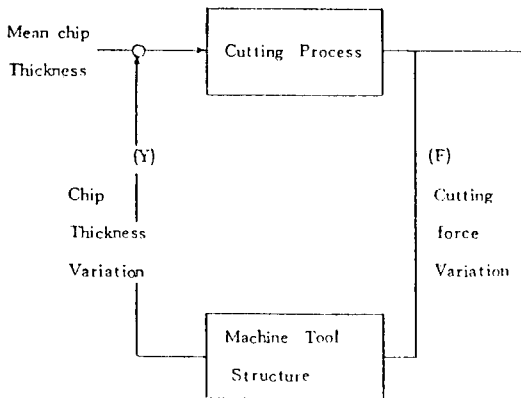


Fig. (2-1) A Closed loop representation of Machining process.

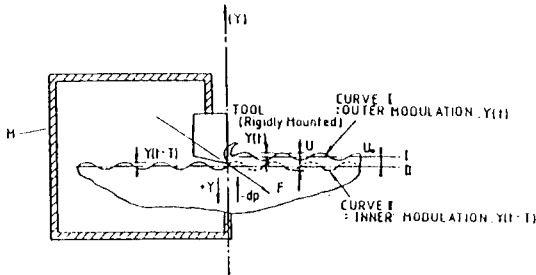


Fig. (2-2) The Chip Thickness variation effect of Drilling process.

공은 두 개의 절삭날에 의해서 이루어지고 개개의 절삭날은 기본적으로 선삭의 절삭기구와 흡사하므로 Fig(2-2)와 같이 Modelling 할 수 있다. 그러므로, 회전주기( $T=1/2N$ )와 중복계수( $\mu=1$ )를 도입하여 Laplace 변환하면 순간 chip 두께 방정식은

$$U(S) = U_0(S) - y(S) + \mu e^{-TS} y(S) \dots\dots\dots (2-1)$$

이 되고, 동적절삭저항  $F(t)$ 는 순간 chip 두께와 절삭폭( $b$ )에 비례하므로 Laplace 변환된 식은 다음과 같이 주어진다.

$$F(S) = K_c \cdot b \cdot U(S) \dots\dots\dots (2-2)$$

여기서  $K_c$ 는 공구 형상과 공작물 재질에 관계되는 비절삭강성(static directional cutting stiffness)에 해당된다.

2-2. Chatter 발생선도와 안정성 판별

절삭 기구 모델을 Fig(2-3)과 같이 Lumped parameter model로 간주하고 Laplace 변환된 구조 방정식으로 부터 변동절삭력과 절삭면에 수직 방향의 변위 관계(Dynamic compliance)를 유도하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{y(S)}{F(S)} = \frac{1}{K_m} \cdot G_m(S) \dots\dots\dots (2-3)$$

$$\text{단, } G_m(S) = 1 / (S^2 / \omega_0^2 + 2\zeta S / \omega_0 + 1)$$

$$\omega_0 = 2\pi f_0$$

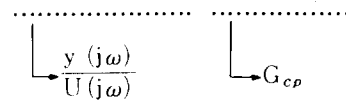
여기서  $K_m$ 은 기계 구조물의 동가강성이고  $G_m(s)$ 은 구조물의 Normalized dynamic compliance에 해당된다. 그러므로 식(2-1), (2-2), (2-3)을

이용하여 가공시스템의 절삭과정에 대한 동적 특성인 chatter선도를 표현하면 Fig(2-4)와 같이 나타낼 수 있게되며 이로 부터 가공 시스템의 특성 방정식은

$$1 + (1 - \mu e^{-TS}) \cdot \frac{b \cdot K_c}{K_m} G_m(S) = 0 \dots\dots (2-4)$$

이 되고, 여기서 절삭변위인 Inner 및 outer modulation이 서로간에 어떤 위상을 가지고 존재하느냐에 따라 공작기계 시스템은 안정 또는 불안정하게 되므로 ( $s=j\omega$ ) 위상계수( $\nu$ )와 chatter 발생 cycle 수( $n$ )를 이용하여 식(2-4)를 다음과 같이 변형해 볼 수가 있다.

$$\frac{b \cdot K_c}{K_m} \cdot G_m(j\omega) = \frac{-1}{1 - \mu e^{-j\omega T}} \dots\dots\dots (2-5)$$



$$\omega T = 2\pi(n + \nu), \quad T = (n + \nu) / f \dots\dots (2-6)$$

( $n$ : 정수,  $0 \leq \nu \leq 1$ )

$$T = 1/2N, \quad N = f/2(n + \nu) \dots\dots\dots (2-7)$$

따라서, 가공시스템은 식(2-5)에서 좌, 우항의 그래프가 만나게되는 점부터 불안정해지기 시작하므로 이때를 chatter 발생 임계상태라고 이야기

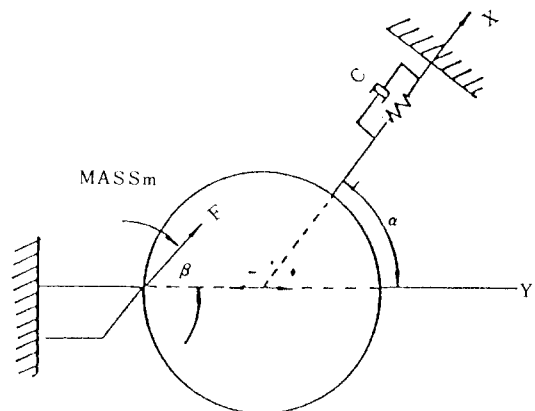


Fig. (2-3) Structures with one-D. O. F.

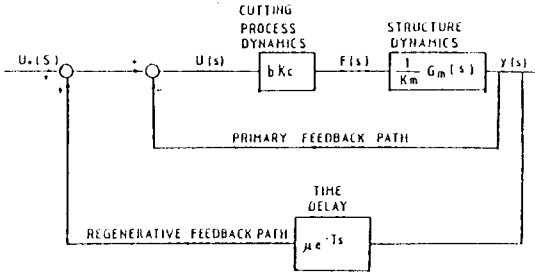


Fig. (2-4) Block Diagram of Chatter Loop

할 수 있다.

특히, 본 연구에서 이용된 식(2-5)의 안정성은 제어공학의 Nichols chart이론에 따라 Log gain-phase를 plot한 후 stability chart를 작성하여 chatter 발생 경계를 판별하였다.

### 2-3. 상대 Compliance

공작기계의 chatter특성은 식(2-3)에서와 같이 절삭력과 절삭력에 수직방향의 동적 compliance 주파수특성에 관계가 있고 회전 모멘트의 변화에 의한 절삭깊이의 변화는 일반적으로 고려되지 않으므로 Drilling M/C에 있어서의 동적 compliance 측정은 주축 spindle과 Table 사이의 상대 가진력(F)과 상대변위(y)를 측정하여 구한다. 여기서 절대 가진기를 사용할 경우 상대 compliance는 가진력의 작용선이 주축의 회전 중심을 통과하도록 Fig(2-5) Model에서 주축 Spindle과 Table을 교대로 가진을 하고 이로 부터 얻은 2개의 compliance를 복소수 평면상에서 식(2-8)과 같이 합함으로써 구할 수가 있다.

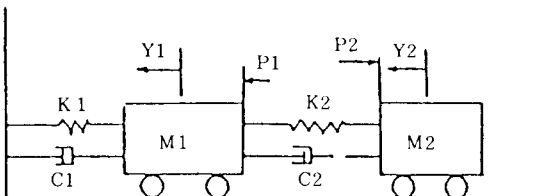


Fig. (2-5) 2-DOF Model of Machining System for exciting Test

$$\begin{aligned}
 GYY(S) &= \frac{y1-y2}{F} \\
 &= \frac{y1-y2}{F1} + \frac{y1-y2}{F2} \\
 &= \frac{(A+C) - 2B}{(AC - B^2)} \dots\dots\dots (2-8)
 \end{aligned}$$

여기서,  $A=M_1 \cdot S^2+(C_1+C_2) \cdot S+(K_1+K_2)$   
 $B=C_2 \cdot S+K_2$   
 $C=M_2S^2+C_2 \cdot S+K_2$

### 3. 실 험

#### 3-1. 가진시험

가진시험은 식(2-5)의 좌측항에서 구조물에 대한 동적조화 응답함수(Harmonic response function)를 구하기 위해 실행하는 것으로 Fig(3-1), (3-2)와 같이 하였다. 여기서 사용된 모델기계는 직립드릴링 M/C(우창기계 DUA560)으로 주축구동부에 비선형성을 배제하기 위해 백레쉬 제거장치를 설치하고 기계의 Spindle(축방향)과 Table에 각각 가속도계를 부착하여 양쪽사이를 감도 0.16mV/N의 Impulse Hammer로 10회의 averaging 횟수로 번갈아 가진을 하고 동시에 나타나는 응답 신호를 가진력과 함께 80286μ-processor로 작용되는 A/D변환기에 연결하여 IBM PC/AT에 의해 Exponential window 함수와 Lowpass filter를 거친 고속 Fourier 변환을 함으로써 식(2-8)의 원리에 따른 동적 compliance(상대 compliance)를 계산하였다. 이어서 Half power point를 이용하여 고유 진동수( $f_0$ ), Damping ratio( $\zeta$ ), 구조물의 강성( $K_m$ ) 등 안정도 판별에 이용되는 DATA를 구했다. 이때 처리되는 DATA는 해석상한 주파수( $f_c$ )를 250Hz로 정하였고 자료의 Block size는 1,024개로 채택하여 Nyquist Sampling 이론에 따라 Sampling 주파수( $f_s$ )를 500Hz, Sampling 간격( $\Delta t$ )과 시간을 각각 0.002 sec, 2.048 sec 및 Sampling 된 DATA의 분해능( $\Delta f$ )을 0.49Hz로 하였다.

아울러, chatter 발생에 관련되는 진동모우드를 찾기 위해 Drilling M/C의 전체 구조에 대한 Modal Testing을 하였으며 여기서 사용된 가진점은 Fig(3-3)과 같이 7개로 설정을 하였다. 즉 Impulse Hammer의 타격위치와 가속도계의 부착 위치는 선형계의 상반 정리와 구조물의 Node 점

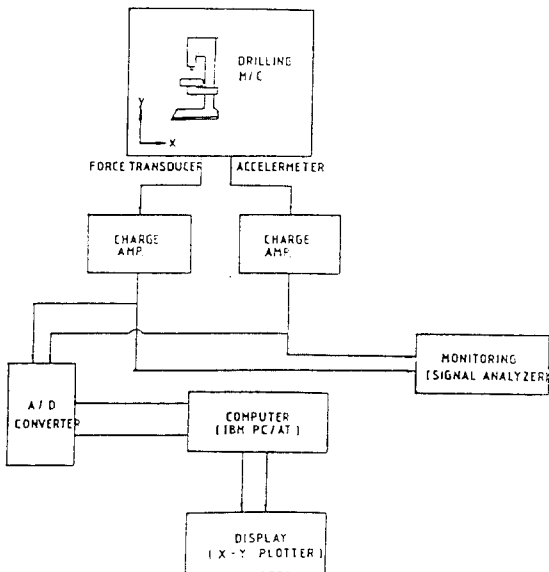


Fig. (3-1) Schematic diagram of impulse testing and signal processing

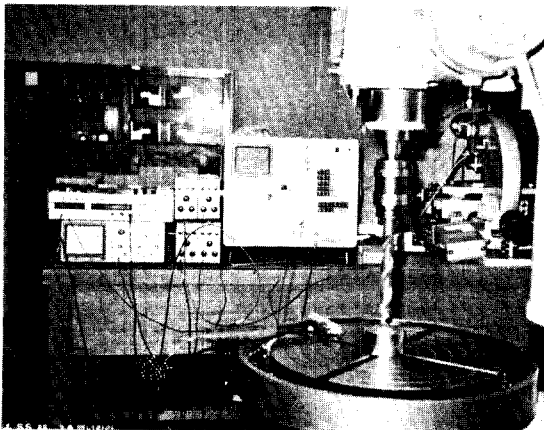


Fig. (3-2) Experimental set-up for structural dynamic test(Relative compliance) by impulse hammer

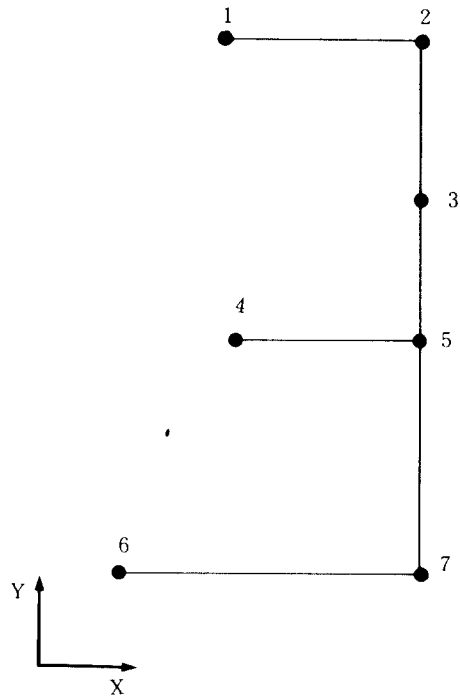


Fig. (3-3) Undeformed Structure of Drilling Machine

을 고려하여 결정하였고 각점에서 측정되는 충격 응답신호는 전달함수의 정확성을 기하기 위해 타격시에 10회의 Averaging으로 FFT 해석기에서 모니터링 되어 나타나는 coherence를 미리 확인 하면서 실행하여 A/D 변환기를 통한 IBM PC/AT로 DATA 처리를 함으로써 Modal parameter를 구하였다. 이때 처리되는 DATA는 상기의 동적 compliance 계산에서의 마찬가지로 해석 상한주파수를 250Hz, Sampling Time을 2.048 sec로 하였다.

### 3-2. 절삭시험

절삭시험은 2-2절의 안정성판별에 있어서의 절삭강성( $K_c$ )을 구하고 또한 가진시험에 의한 이론적 안정성 해석결과를 실제 chatter 시험결과와 비교하기 위하여 수행하며 실험방법은 Fig(3-4), (3-5)와 같다.

즉, chatter 발생시험은 Table 상단에 고정된 감도  $5mV/\mu$ 의 Gap sensor를 Spindle Head의

축방향에 근접시키고 기계의 동특성을 규명하는 데에 대한 chatter발생이 용이하도록 미리 소둔처리(Hs 35±2)한 공작물(SM45C)에 pre-Hole을 설

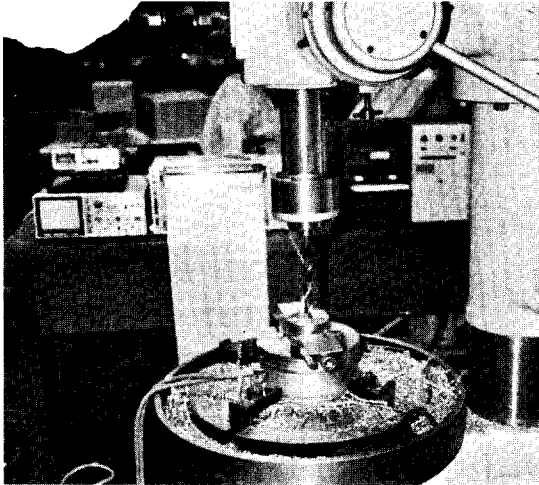


Fig. (3-4) Experimental apparatus for cutting test (chatter)

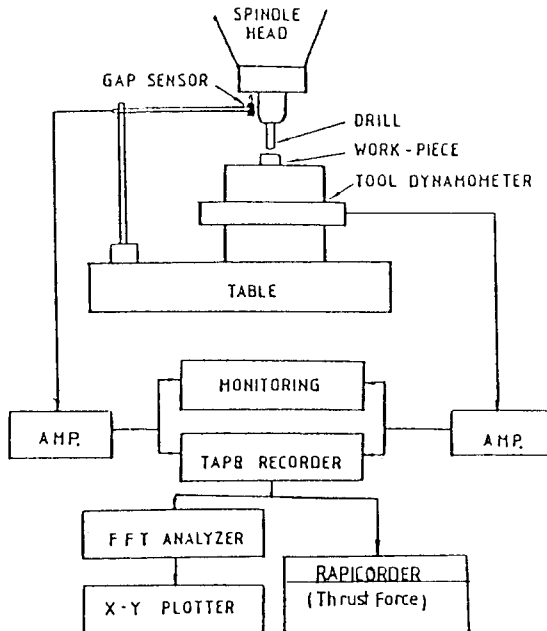


Fig. (3-5) Schematic Diagram of cutting Test for Structural Dynamic Analysis

치하여 점차적으로 절삭폭을 증가시키면서 수행하였다. 여기서 chatter 발생여부는 정상 가공시보다 급격히 증대되는 절삭소음과 Fig(3-6)과 같이 oscilloscope에서 모니터링 되는 진동변위의 Time Signal을 관찰함으로써 확인 하였으며 이를 Tape Recorder에 기록한 후 Digital 신호분석기에 의해 chatter 주파수를 찾았다.

또한, 절삭 강성( $K_c$ )은 식(2-5)의 가진시험에 의한 이론적 한계 절삭폭을 찾는데 필요하므로 Fig(3-4)의 실험 장치에서 감도  $2.0mV/kg$ 의 Tool Dynamometer로 주축 회전속도(rpm) 215, 405, 690, 890에 대하여 절삭폭을 변화( $\Delta b$ ) 시킴에 따른 절삭력(Thrust force)변화( $\Delta F$ )를 측정하여 이들 변동 절삭력과 변동 절삭폭 사이의 기울기( $\Delta F/\Delta b$ )를 계산함으로써 구했다.

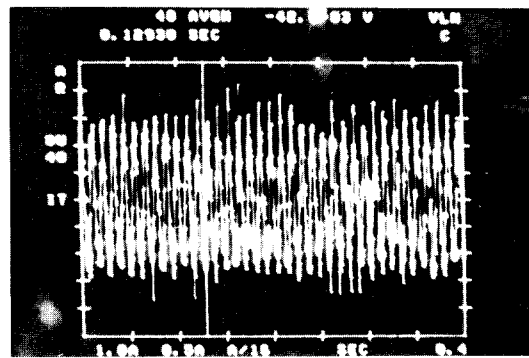
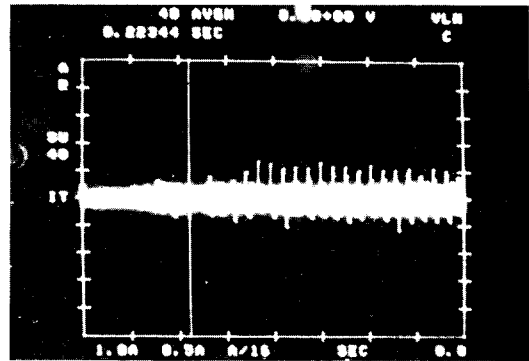


Fig. (3-6) Time signal of chatter generation (690 RPM, D=10, d=4)

4. 결과 및 고찰

4-1. 구조동역학과 안정성판별의 이론 및 실험적 비교

공작기계의 chatter특성은 절삭력과 절삭면에 수직방향의 상대 compliance 주파수 특성에 관계가 많으므로 절삭지점에서 식(2-8)의 원리로 가진시험에 의해 측정된 동적 compliance는 Fig(4-1)과 같다. 여기서 측정된 동적성분들은 2-2절의 안정성이론에 따라 식(2-5)를 Fig(4-2)와 같이 Log gain-phase로 plot해 볼 수가 있으며 이로부터 본 모델기계가 chatter발생으로 불안정해지는 경계를 Table(4-1)과 같이 찾을 수 있고, 이는 다시 Fig(4-3)의 stability chart 형태로 나타내 볼 수가 있다.

여기서 볼때, n개의 군마다의 곡선 (Lobed border line)은 안정, 불안정의 경계선이 되며 chatter 주파수(f)는 주축속도에 따라 톱니모양으

로 90Hz, 110Hz로 나타나고 있음을 알 수 있다.

이것은 가공시 중복계수( $\mu$ )가 관계있는 chip 두께 변화효과(절삭력변화)에 의한 것으로 재생형 chatter의 전형적인 특성이라 볼 수 있고, 이에 따라 chatter의 주파수는 주축속도의 증가에 따라 증가하는 주축속도의 함수가 됨이 의미된다. 특히 chatter주파수는 기계구조물의 고유진동수( $f_0 = 88.9\text{Hz}$ ) 보다는 약간 크게되는데 이는 공구와 공작물이 서로 맞대고 가공되는 실제 상황에서는 가공계의 동적강성이 증가하는데 원인이 있다. 그리고, Fig(4-2)에서 볼 때 가공시스템을 안정화로 이끌 수 있는 방안은 식(2-5)의 좌측항에서 normalized dynamic compliance의 크기  $|G_m|$ 를 줄이면 안정화로 이끌 수 있는데  $|G_m|$ 식은 damping ( $\zeta$ )의 반비례함수가 되므로 결국 구조물의 d-amping을 크게하는 것은 동적강성을 향상시키는 결과가 되어 가공시스템을 안정화로 이끌 수 있게된다.

Table(4-1) Tabulation of intersection points and critical speed ( $f_0 = 88.9\text{Hz}$ )

$b \cdot K_c / K_m$	f (Hz)	$\nu$	$N = f/2(n + \nu) \cdot (\text{rps})$										
			n = 0	n = 1	n = 2	n = 3	n = 4	n = 5	n = 6	n = 7	n = 8	n = 9	n = 10
0.149	94.9	0.764	62.1	26.9	17.17	12.61	9.96	8.23	7.02	6.11	5.41	4.86	4.41
	91.67	0.861	53.24	24.63	16.02	11.87	9.43	7.82	6.68	-	-	-	-
0.199	102.06	0.653	78.15	30.87	19.24	13.97	10.97	9.03	7.67	-	-	-	-
	91.0	0.889	51.18	24.09	15.75	11.70	9.31	7.73	-	-	-	-	-
0.215	103.0	0.639	80.60	31.42	19.52	14.15	11.10	9.13	-	-	-	-	-
	90.4	0.917	49.29	23.58	15.50	11.54	-	-	-	-	-	-	-
0.288	110.7	0.597	92.73	34.66	21.32	15.39	-	-	-	-	-	-	-
	89.9	0.944	47.62	23.12	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0.437	121.0	0.570	106.23	38.55	-	-	-	-	-	-	-	-	-

더우기, 절삭시험시 chatter 발생은 Fig(4-4)와 같이 나타났고, 이를 여러 주축속도에 걸쳐 시험한 종합적 결과인 Fig(4-5)와 Fig(4-6)을 볼때 chatter 주파수는 이론적 예측 결과(90Hz, 110Hz)와 잘 일치하고 있고 안정구역은 모든 주축속도에 걸쳐 pre-Hole이 없거나 주축 속도 구역에서 절삭폭이 3-5mm 이내 및 낮은 주축속도 구역에서 가공할 경우로 나타나고 있다.

이에대한 이유로, pre-Hole이 없을때의 안정구역은 드릴의 chisel edge부가 공작물에 지지되는 연유로 동적강성이 증대되는 이른바 Penetration 효과(dynamic penetration resistance)에 의해 stabilizing action이 야기되었기 때문이고, 절삭속도(215~1,525rpm)에 따라 절삭폭이 3내지 5mm

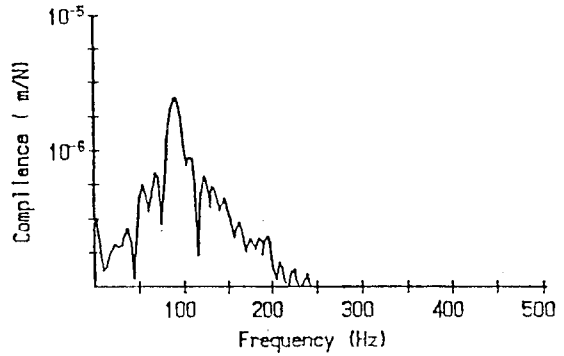


Fig. (4-1) Dynamic Compliance (Relative Compliance) of Structure by exciting Test ( $f_0 = 88.9\text{Hz}$ ,  $\zeta = 0.0697$ ,  $K_m = 3\text{N}/\mu$ ,  $|y/F| = |H|_{\max} = 2.89 \times 10^{-6}\text{m/N}$ )

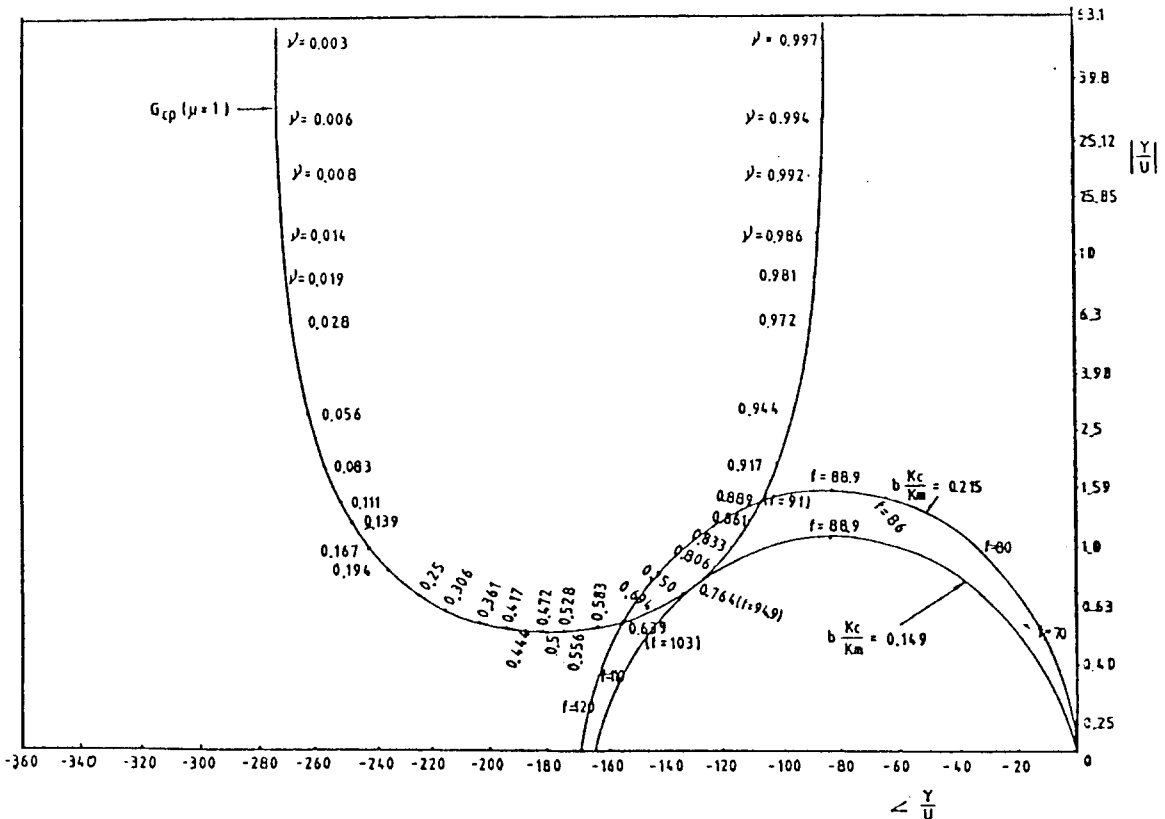


Fig. (4-2) log gain-phase plot of critical loci with  $|y/u|$  for a structure with 1-DOF superimposed ( $f_0 = 88.9\text{Hz}$ )



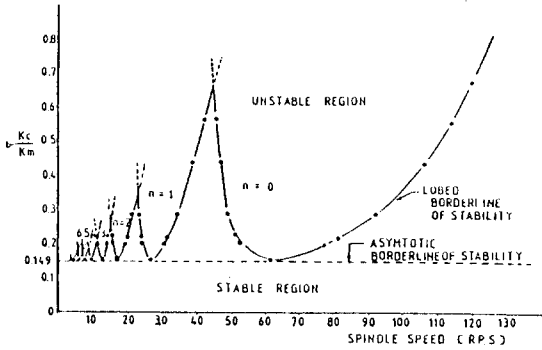


Fig. (4-3) Stability chart for a System with a structure having 1-DOF ( $f_0 = 88.9\text{Hz}$ )

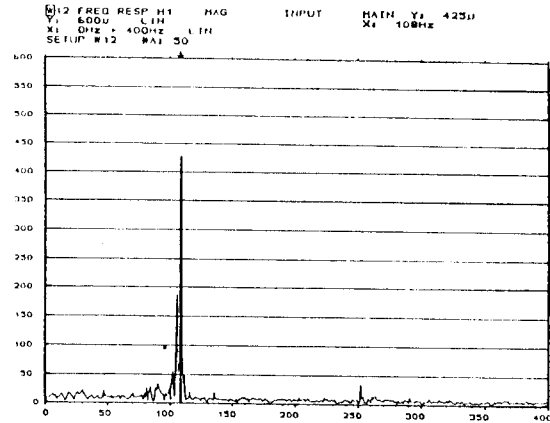


Fig. (4-4b) Chatter frequency  
(890rpm,  $D=8$ ,  $d=4$ , Feed  $0.1\text{mm/rev}$ )

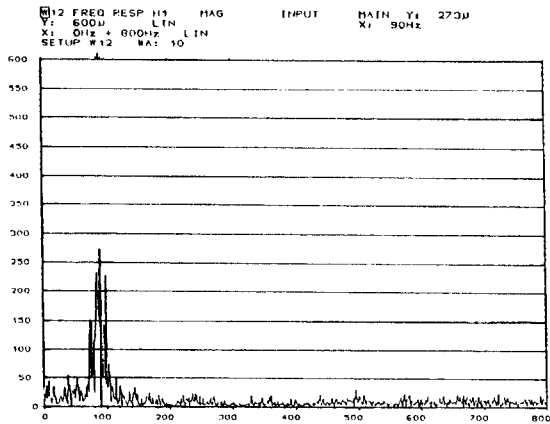


Fig. (4-4a) Chatter frequency  
(690RPM,  $D=10$ ,  $d=4$ , feed= $0.1\text{mm/rev}$ )

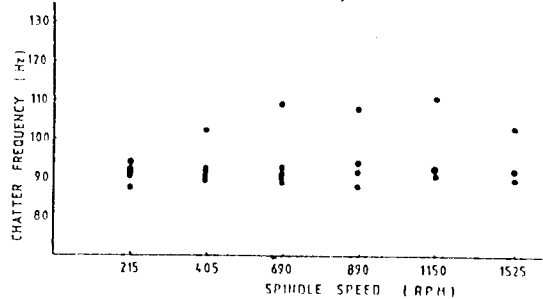


Fig. (4-5) Separated Chatter frequency

이내 일때의 안정구역은 절삭시험을 Drilling M/C 이 본래 지니고 있는 동적강성치 이내에서 수행된 결과로 이때의 가공조건은 기계구조물을 불안정으로 야기시키지 못하고 절대 안정구역내에 들어가 있는 상태였기 때문에 모든 주축속도에 걸쳐 항상 안정하게 나타난 것으로 볼수 있으며, 낮은 주축속도 일때의 안정구역은 저속일수록 Pe penetration효과는 역시 증대 된다는데에 연유된다.

한편, 절삭강성(kc)은 Fig(4-7)과 같이 절삭력과 절삭폭의 변동성분사이의 기울기 관계에 의해 구할 수 있으며 이를 Table(4-1)에 대입함으로써 이론적 한계 절삭폭을 구할 수 있고 이에 의해

본 모델기계는 약 3-7mm로 실제 절삭시험한 결과와 잘 일치되고 있음을 알 수 있다.

따라서, 드릴링 M/C의 chatter 해석은 구조동역학을 고려해 계산된 이론적 stability chart와 실험적으로 구한 결과를 비교해볼 때 chatter주파수, 한계절삭폭등 대부분이 정성적으로 잘 일치되고 있음이 입증되고 있다.

#### 4-2. Chatter 진동모우드

드릴링 M/C의 chatter 현상은 드릴이 공작물 속으로 일단 파고든 후이나 이루어지기 때문에 공작물에 의해 드릴은 수평방향으로 구속력을 받게되고 이에 의해 chatter 진동은 주로 드릴의 축방향(feed)으로만 일어나게 된다. 즉, chatter의 진폭은 주로 드릴의 축방향에 있게 되고 회

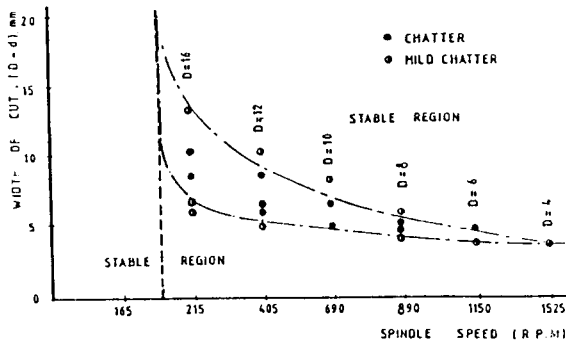


Fig. (4-6) Experimentally Obtained Stability Limits

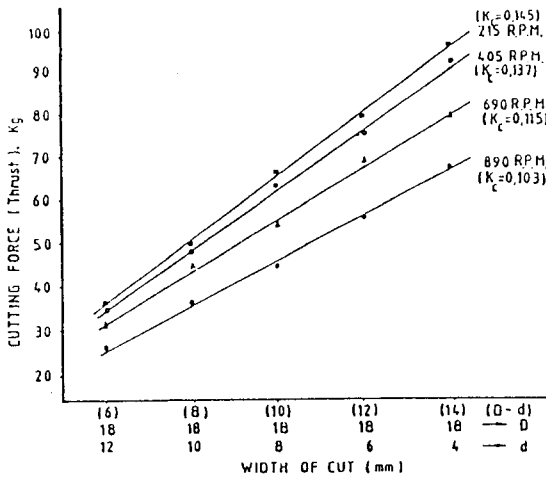


Fig. (4-7) Machinability chart  
(Workpiece SM45C H,35±2)

전절삭 속도의 방향과는 무관하게 수직을 이루므로 수직진동 모우드와 관련이 많으며, 수직 진동 모우드는 주축 스피indle과 테이블 사이의 진동이 같은 위상으로 운동을 하는 Rocking mode와 서로 반대위상으로 운동을 하는 Tuning fork mode로 구분이 된다.

본 연구 모델기계의 수직 진동모우드 Fig(4-8)과 같이 나타났으며 여기서 rocking mode는 1, 3차 모우드이고, Tuning fork mode는 2, 4차 모우드나 이 중 chatter 발생과 관계되는 모우드는 Fig(4-1)의 동적 compliance에서 가장 지배적인 주파수(89Hz)와 일치하는 3차 모우드가 된다. 이는 테이블의 수직변위가 주축보다는 크기 때문에 이에 의한 상대변위가 유발됨에 원인이 있는 것

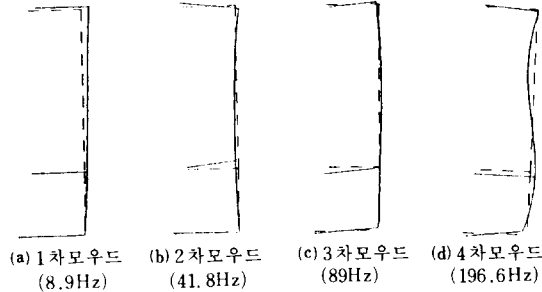


Fig. (4-8) Mode shape from experimental analysis

으로 테이블에 damper를 추가하는 수단에 의해 chatter 발생을 억제 시킬 수가 있다. 따라서 주축/테이블을 집중질량으로 가정하여 단순진동자로 취급하고 3차 모우드를 tuning frequency로 하여 설계된 dynamic damper를 추가하는 방법을 제안해 볼 수가 있다.

한편, Fig(4-1)에서 진동모우드 1st, 2nd, 4th에 해당되는 주파수의 Receptance가 미약하게 나타나고 있는데 이것은 Fig(3-3)에서 가진점 #1과 #4의 집중질량사이의 상대적 Receptance가 상호 복합되어서 Tuning fork mode(2nd, 4th)에서는 Damping이 큰 영향으로 상대적 진동변위가 작게 작용되고, 또한 같은 위상으로 운동하는 Rocking Mode인 1st Mode에서는 Rigid Body로 작용되면서 3rd Mode에서만 Damping이 작고 같은 위상으로 운동하는 변위가 서로 큰 차이를 이루고 있기 때문에 Receptance의 크기가 두드러지게 나타난 결과라고 생각된다. 이는 가진점 #1 또는 #4에서 별개로 측정되는 각각의 전달함수 크기는 다를 것으로 판단된다.

### 5. 결 론

본 연구는 구조동역학 측정과 절삭시험을 통한 이론적, 실험적 내용을 상호 비교 함으로써 수행하였으며 연구결과 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- 1) 드릴링 M/C의 chatter는 재생형으로써 공구와 공작물 사이의 chip 두께 변화에 따른

상대변위에 의해 야기되며, 특히 수직진동의 3차 rocking mode(89Hz)와 직접적으로 관련하여 발생한다.

- 2) 드릴링 chatter는 수직 진동(rocking mode)을 일으키는 드릴 축방향과 관련있기 때문에 드릴의 회전절삭 방향과는 무관하고, 그러므로 가공시에는 이송시에 나타나는 penetration 효과에 따라 가공시스템은 안정, 불안정해진다.
- 3) Penetration 효과는 chatter 발생에 대한 안정성 측면에서 볼 때 피삭재와 접촉되는 드릴의 chisel edge부의 상태나(pre-Hole이 없거나 chisel edge가 큰 구조)저속도 가공에서 기대할 수 있고 이는 가공시스템의 동강성을 순간적으로 향상시키는데 연유된다.
- 4) 본 모델 기계에 대한 chatter 발생은 이론적 stability chart로 예측할 수 있었으며 절삭실험 결과와 정성적으로 잘 일치되고 있다.

· chatter 주파수는 90-110Hz로 주축속도에 따라 증가하는 함수관계에 있으며, 고유진동수(88.9Hz) 보다는 크다.

· 한계 절삭폭은 약 3-5mm가 되며, 구조물의 compliance 관계식으로부터 안정영역은 damping과 동강성향상에 따라 증대된다.

- 5) 본 연구 모델 기계에 있어서 chatter 억제 방안은 penetration효과가 증대되도록 저속도(215rpm 이하)에서 가공하거나 한계 절삭폭내에서 가공, 또는 대부분 낮은 주파수에 존재하는 구동부를 고려하여 구조물의 고유진동수는 증대되도록 구조를 설계·변경하는 것을 생각해 볼 수가 있다.
- 6) 한편, chatter 억제 수단으로 damper를 설계하여 추가하는 방법도 고려해 볼 수가 있으며, 이에 대해서는 현재 상기 연구 결과를 이용하여 Dynamic damper 개발이라는 주제로 연구가 진행중에 있으므로 장차 드릴링 M/C의 동특성은 향상되리라 사료된다.

### 參 考 文 獻

1. S. A. Tobias, "Machine Tool Vibration", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1965
2. H. E. Merritt, "Theory of Self-excited Machine Tool Chatter. Contribution to Machine Tool Chatter. Reserch-1"., J. of Eng. Industry, Nov., 1965
3. J. R. Lemon et al, "Application Self-excited Machine Tool Chatter Theory. Contribution to machine Tool Chatter. Reserch-4.", J. of Eng. for Industry, Nov., 1965
4. W. A. Knight, "Application of the Universal Machinability Chart to the Prediction of Machine Tool Stability", Int. J. of Machine Tool Design & Research. Vol. 8, Pergamon press, 1968
5. F. K. Berger et al, "Machine Tool Structure", Vol. 1, Pergamon press, 1970
6. Bendat, J. S. et al, "Rondom Data : Analysis and Measurement Procedures", Wiley-Inter Science, 1971
7. D. J. Ewins, "Modal Testing Theory & Practice", Research Studies Press Ltd. John Wiley & Sons Inc. 1986
8. K. Zaveri, "Modal Analysis of Large Structures-Multiple Exciter Systems", B & K, 1984
9. M. Weck et al, "절삭공작기계의 동특성", 대광문화사, 1985