

# セメントモルタルの振動切削特性に関する実験的考察

室達朗<sup>1</sup>・亀井泰造<sup>2</sup>・TRAN Dang Thai<sup>3</sup>・趙偉民<sup>4</sup>

<sup>1</sup>フェロー会員 工博 愛媛大学教授 工学部環境建設工学科 (〒790-8577 松山市文京町3)

<sup>2</sup> (株) 小松製作所 開発本部システム開発センター (〒210-0818 川崎市川崎区中瀬3-20-1)

<sup>3</sup>正会員 工博 愛媛大学助手 工学部環境建設工学科 (〒790-8577 松山市文京町3)

<sup>4</sup>工博 哈爾濱工業大学教授 機電工程学院 (〒150006 哈爾濱市南肖区西直街66 中華人民共和国)

本研究では、コンクリートの振動掘削性能の向上を目指し、一例として平刃によるセメントモルタルの振動切削特性に関して、実験的考察を行った。その結果、振動時切削抵抗である主分力は、すくい角  $\pi/9 \text{ rad}$ において、切削速度  $0.35 \sim 0.95 \text{ cm/s}$ 、切削深さ  $0.8 \sim 1.2 \text{ cm}$  の範囲では、振動周波数  $20 \text{ Hz}$ 、最大振幅  $0.3 \text{ cm}$  の正弦波形の場合、無振動切削における主分力と比較し最大で  $70 \sim 80\%$  の減少が見られた。また、振動波形に関しては三角波の方が有効であることが理論および実験によって確認された。また、無振動切削に対する振動切削時の最大主分力比率および比エネルギー比率は、振動角速度と振幅の積を切削速度で除した速度比の増加とともに双曲線的に減少することを理論的に明らかにし、実験によって検証した。

**Key Words :** cement mortar, vibrating excavation, blade, specific cutting resistance, speed ratio

## 1. はじめに

我が国の土木建設現場においては、各種作業の効率・経済性・安全性のみならず、若年労働力の減少や施工環境を考慮して、一層の機械化・自動化・省力化が要求されている。さらに、都市の開発や老朽施設のリニューアルに伴うコンクリート建造物の解体需要が今後益々増大すると予想される。最近の施工現場において、周辺環境の制約によりコンクリート構造物の解体作業における発破の使用が制限される場合が非常に増加している。一方で、環境に対する意識の高揚により、油圧式コンクリート破碎機や膨張セメントなどの薬剤を使用する静的破碎工法も採用されてきている。しかし、これらの工法は環境に優しい施工法ではあるが、その作業効率をかなり犠牲にし、コストがかかる事実は否めない。このような現状から、ニーズに充分対応でき安全かつ作業効率の高いコンクリート破碎機が必要となっている。

そのため、これまでに種々の機械破碎方式が提案されており<sup>1), 2)</sup>、削岩機などの例から、コンクリートのような脆性材料に衝撃を加えると、効率的に破壊を行なせ得るということが確認できる。また、畠らは、土質材料に強制振動を加えることによって掘削抵抗が減少するということを確認している<sup>3)</sup>。

このようなことから、刃物に衝撃あるいは振動を加えつつ切削する方式についてはいくつかの研究<sup>4)~7)</sup>が既にあり、非常に有望であることが示されている。例えば、会田らは、約  $22 \text{ kHz}$  の振動を刃物に加えて岩石の切削実験を行い、主分力、背分力をともに著しく低下させることができると報告している<sup>8), 9)</sup>。また、Gottlieb *et al.* は、褐炭を試料として、刃物に  $50 \text{ Hz}$  の振動を与えつつ切削実験を行い、主分力が大幅に減少したと報告している<sup>10)</sup>。このような従来の研究の結果、刃物に振動をえた切削方式は非常に有望であることが示されたといえる。しかし、コンクリートやセメントモルタルに対して、最適な振動切削条件を確立するための系統的な研究は、今日に至るまで未だ実施されていない。

本研究の目的は、従来の研究成果を踏まえ、現在施工現場にて必要とされている安全かつ作業効率の高いコンクリート破碎機の開発、例えばバケットショベルやブレーカの限界作業域での切削能力の向上を計るための基礎研究として、切削刃に振動を与えてセメントモルタルを一定の切削深さで定常切削<sup>11)</sup>する時の切削抵抗と、振動を与えた静的に切削する時のそれを比較して、前者がどの程度減少するかを確認し、様々な角度から振動切削特性を解明することである。そのために、切削刃である平刃に高周

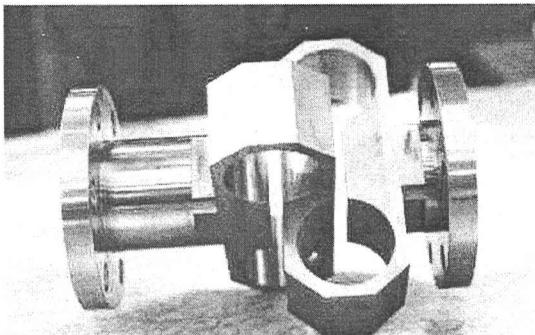


写真-1 ダイナモーメタ

波振動を与え、セメントモルタルに対して連続打撃破壊である振動切削を行う実験装置を製作し、振動に関する主なパラメータとして振動周波数・振幅・振動波形、切削に関しては切削速度・切削深さ・切削刃のすくい角に着目して様々な実験を行った。

上述のパラメータが、切削抵抗である主分力・背分力に与える影響について調べるとともに、仕事率と比エネルギーを算出し、最適な振動切削条件を見い出し、振動切削の有効性を確認する。さらに、振動角速度と振幅の積を供試体送り速度で除した速度比を用いて振動切削特性を解明することとした。

## 2. 振動切削実験装置と実験方法

### (1) 実験装置

本研究のために製作した振動切削実験装置は、大きく分けて本体と油圧システムに分けられる。本体には、様々な振動力を発生させるアクチュエータ、切削刃、切削刃に作用する諸力を測定するダイナモーメタ、供試体を固定し切削刃に送る供試体送りテーブルを備えている。実験装置本体の概略図を側面図および平面図として図-1に示す。油圧システムは、圧力エネルギーをアクチュエータに与え、サーボコントローラによって振動を制御することができる。アクチュエータは、油圧ユニットからの圧力エネルギーを機械的な運動に変換するものであり、サーボコントローラからの信号をサーボ弁にて命令信号に応じた流量、方向に変換し、ピストンを振動させる。その加振力は  $\pm 10\text{kN}$ 、最大振幅は  $\pm 1.0\text{cm}$ 、最大振動周波数は  $500\text{ Hz}$  であり、油圧ユニットの出力は、 $7.5\text{kW}$  である。サーボコントローラにて、振動周波数は  $1 \sim 500\text{ Hz}$ 、振幅は  $0 \sim 1.0\text{ cm}$  の範囲で、相互の組み合わせを自由に設定することができる。また、振動波形は正弦波、三角波等、実験に

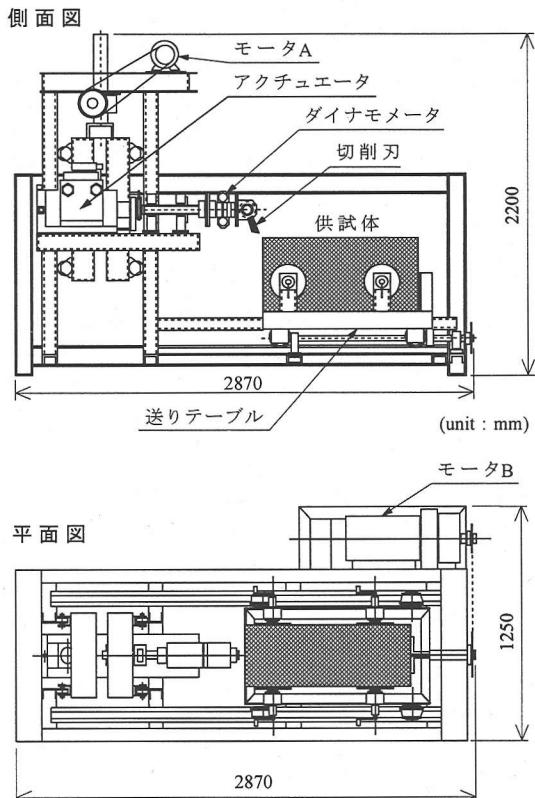


図-1 実験装置概略図

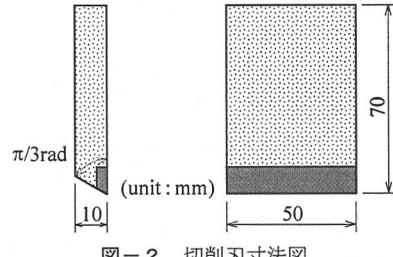


図-2 切削刃寸法図

応じた波形を出力することができ、幅広い加振が可能である。

### (2) 切削刃と切削抵抗計測器

本研究のために製作した切削刃は平刃であり、刃幅が  $5.0\text{cm}$ 、刃物角が  $\pi/3\text{ rad}$ 、刃の厚さが  $1.0\text{cm}$  である。刃の先端には、超硬合金チップが埋め込んである。すくい角  $\alpha$  については、 $0 \sim \pi/6\text{ rad}$  の範囲を  $\pi/18\text{ rad}$  間隔で調節可能とした。切削刃の寸法図を図-2に示す。切削刃に作用する切削抵抗を計測するために、写真-1に示すような 2 個の八角形リングからなるダイナモーメタ<sup>12), 13)</sup>を設計製作した。この計測器は、3 種類の作用力と 3 種類の作用モーメントを計測するため、それぞれ 4 枚のひずみゲージ

表-1 セメントモルタル供試体の物理特性

見かけ比重 $G$	$1.85 \pm 0.04$
真比重 $G_s$	$2.46 \pm 0.10$
自然含水比 $w$ (%)	$1.29 \pm 0.52$
吸水率 $W'$ (%)	$11.5 \pm 0.8$
一軸圧縮強度 $S_c$ (MPa)	$3.22 \pm 0.35$
圧裂引張強度 $S_t$ (MPa)	$0.610 \pm 0.069$
せん断強度 $S_s$ (MPa)	1.09
ショア硬さ $H_s$	$9.54 \pm 4.66$

を八角形リングの両端エッジ部の各隅角平面およびリング内面に貼り付けてホイットストンブリッジ回路を作成しており、切削抵抗  $F$  の水平方向力である主分力  $F_x$ 、横方向力  $F_y$ 、鉛直方向力である背分力  $F_z$ 、および各方向の作用モーメント  $M_x$ 、 $M_y$ 、 $M_z$  を測定することができる。ダイナモーメータの較正に当たっては、貼付した計 24 枚のひずみゲージからなる 6 個のブリッジ回路毎に所定の載荷を行って、それぞれの較正係数を求めた。

### (3) 供試体送りテーブル

本実験装置では、アクチュエータのピストンと直結するダイナモーメータを介した切削刃をその場で振動させ、そこへ供試体送りテーブルに載せたセメントモルタル供試体を送り込むことによって、振動切削実験を行っている。供試体はテーブルの両側面に配置した 4 つのスクリュージャッキで固定する。テーブル送り速度は  $0.35 \sim 2.0$  cm/s の間で連続的に調節することができ、その速度を切削速度  $V$  とする。

### (4) 供試体の物理特性

水セメント比  $W/C$  (%) と一軸圧縮強度  $S_c$  (MPa) の関係式<sup>14)</sup>より、細骨材、普通ポルトランドセメントおよび水の配合設計を行った結果、単位細骨材量は  $32.8$  kN/m<sup>3</sup>、単位セメント量は  $3.36$  kN/m<sup>3</sup> および単位水量は  $5.38$  kN/m<sup>3</sup> となった。この配合において各材料を強制混合してセメントモルタルを寸法  $25 \times 25 \times 60$  cm の型枠に打設し、平均気温  $18^\circ\text{C}$  の屋外で 7 日間湿潤養生させ、ただちに実験に供した。養生後のセメントモルタル供試体の一軸圧縮強度は  $3.22 \pm 0.35$  MPa であり、他の物理的性質とともに表-1 に示す。

### (5) 実験方法

前節で説明した実験装置を用い、所定のセメントモルタル供試体に対して、正弦波および三角波の 2 種類の振動波形において、振動周波数  $f$ 、振幅  $a$ 、供試体送り速度  $V$ 、切削深さ  $z$ 、切削刃のすくい角  $\alpha$

表-2 実験の組合せ

振動波形	振動周波数 $f$ (Hz)	振幅 $a$ (cm)	切削速度 $V$ (cm/s)	切削深さ $z$ (cm)	切削刃のすくい角 $\alpha$ (rad)
正弦波	0	—		0.4	
	2	0.20～1.00	0.35	0.8	0
	4	0.20～1.00			
	6	0.20～1.00	0.50		$\pi/18$
	8	0.20～0.80			
	10	0.20～0.60	0.65	1.0	
	20	0.20～0.30			$\pi/12$
	30	0.20	0.80	1.2	
	40	0.15			$\pi/9$
	50	0.10	0.95	1.6	
三角波	60	0.09			$\pi/6$
	70	0.07		2.0	

を変化させて振動切削実験を行った。ダイナモーメタと切削刃を連結したアクチュエータは、切削深さを調整するため、実験装置上部に設置した上下移動用モータ A によって上下移動が可能な架台に固定した。表-2 に実験の組合せを示す。

本実験における主たる測定項目は、切削刃に作用する切削抵抗の水平成分である主分力  $F_x$  と鉛直成分である背分力  $F_z$  である。ここで、 $F_x$  は平刃の切削方向に作用する掘削抵抗であり、 $F_z$  は平刃のにげ面に作用するセメントモルタルとの摩擦抵抗を発生させ平刃の摩耗に関与する。予備実験の結果、横方向力  $F_y$  の値は極めて小さく、また作用モーメント  $M_x$ 、 $M_y$ 、 $M_z$  を測定して切削抵抗の作用位置を算定したところ、振動切削においてはすべてのケースにおいて刃先先端に応力集中していることが判明した。そのため、計測に当たっては、アクチュエータの振動振幅が切削刃の振幅とできるだけ応答するよう、前節で述べたものとは異なり、1 個の八角形リングからなる剛性の高いダイナモーメータを使用し、 $F_x$ 、 $F_z$  のみをサーマルドットレコーダに記録した。データのサンプリング間隔は、無振動実験と振動周波数 2 Hz では  $500\text{ }\mu\text{s}$ 、振動周波数 4 Hz では  $200\text{ }\mu\text{s}$ 、他の周波数では  $100\text{ }\mu\text{s}$  とし、デジタル記録した。

## 3. 振動切削実験結果

### (1) 切削抵抗の経時変化

図-3 に切削刃である平刃に作用する諸力を示す。ここで、切削抵抗を  $F$ 、その水平成分、鉛直成分をそれぞれ主分力  $F_x$ 、背分力  $F_z$  とし、それぞれの矢印の方向を正とする。従って、切削抵抗  $F$  は次式で算定することができる。

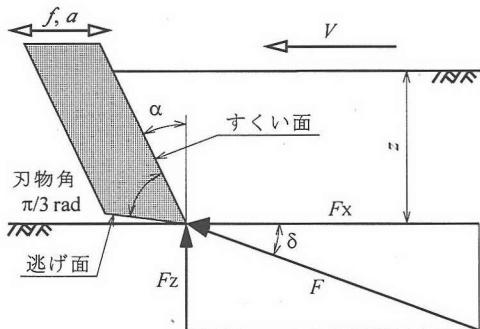


図-3 切削刃に作用する諸力

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} \quad (1)$$

$$\delta = \tan^{-1} \left( \frac{F_z}{F_x} \right) \quad (2)$$

まず、無振動切削実験の測定結果の一例として、すくい角  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$  に対する定常切削状態における主分力  $F_x$  および背分力  $F_z$  と経過時間  $t$  との関係を図-4に示す。この場合、断続的な破壊を示す波形分布を呈している。主分力  $F_x$  が示す帯域波のピーク値 10 点の平均値を最大主分力  $F_{xm0}$  とし、 $F_x$  がピーク値を示すときの背分力  $F_z$  の値の平均値を最大背分力  $F_{zm0}$  とすると、 $F_{xm0}$  の大きさは  $F_{zm0}$  の約 30 倍であり、作用角  $\delta_{m0}$  は約  $-0.04 \text{ rad}$  であった。 $F_{xm0}$  が正値を示すのに対して、 $F_{zm0}$  は負値を示し切削刃に対して鉛直下向きに作用している。その理由は、無振動切削における切削刃は静的に供試体へ貫入し、切削抵抗の着力点は刃先よりも切削刃のすくい面に作用するためと考えられる。

次に、振動切削実験の一例として、すくい角  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$ 、振動周波数  $f = 10 \text{ Hz}$ 、振幅  $a = 0.6 \text{ cm}$  に対する定常切削状態における主分力  $F_x$ 、背分力  $F_z$  および切削抵抗  $F$  の経時変化を図-5に示す。この場合、 $F_x$  は各サイクル毎にピーク値を示しているが、 $F_z$  は正負方向に小さく変動している。また、最大主分力  $F_{xm}$  の大きさは最大背分力  $F_{zm}$  の約 37 倍であり、作用角  $\delta_m$  は約  $0.03 \text{ rad}$  であった。

## (2) 振動周波数の影響

振動切削の実験手順は、前表-2に示すように、各振動周波数  $f$  に対するアクチュエータの振幅  $a$  の組合せである速度振幅  $2\pi f a$  において、種々の切削速度  $V$ 、すくい角  $\alpha$  を与え、所定の切削深さ  $z$  において計 11 通りの定常掘削実験を行った。セメントモルタル供試体に対する切削刃の振動波形は、次式に示す無振動時の移動量  $Vt$  とアクチュエータに

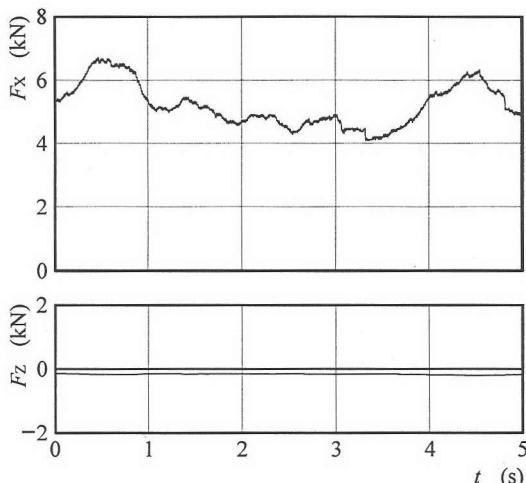


図-4 無振動切削実験の測定例 ( $z = 1.2 \text{ cm}$ ,  $V = 0.35 \text{ cm/s}$ )

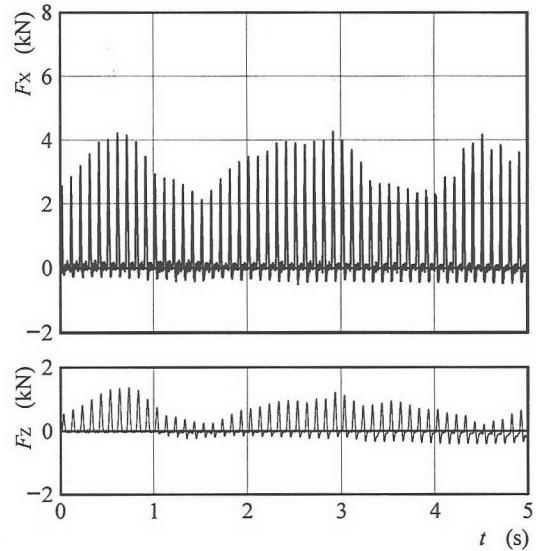


図-5 振動切削実験の測定例 ( $z = 1.2 \text{ cm}$ ,  $V = 0.35 \text{ cm/s}$ )

よる振幅  $a$ 、角速度  $\omega$  の正弦波変位励振による強制振動  $a \sin \omega t$  の和で与えられる。

$$X = Vt + a \sin \omega t \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= V + a \omega \cos \omega t \\ &= V + 2\pi f a \cos \omega t \end{aligned} \quad (4)$$

ここに、 $X$  は変位、 $V$  は切削速度、 $t$  は時間である。図-6は、一例として、切削速度  $V = 0.65 \text{ cm/s}$ 、切削深さ  $z = 1.2 \text{ cm}$ 、すくい角  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$  について、最大主分力  $F_{xm}$  と振動周波数  $f$  の関係を種々の

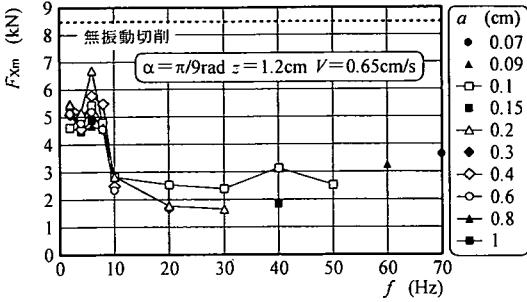


図-6 最大主分力  $F_{xm}$  と振動周波数  $f$  の関係

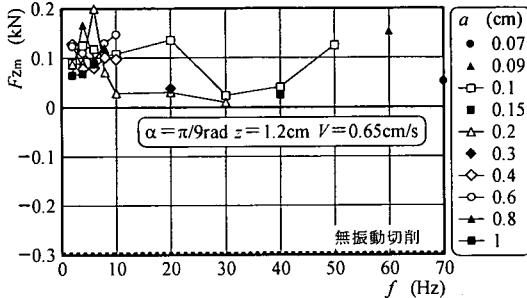


図-7 最大背分力  $F_{zm}$  と振動周波数  $f$  の関係

振幅  $a$  をパラメータとして、無振動切削時の  $F_{xm}$  の最大値と併せて示したものである。 $f$  が 8 Hz 以下の場合、 $f$  が  $F_{xm}$  に及ぼす影響は見られない。しかし、 $f$  が 8 Hz を超えると、 $F_{xm}$  は  $f = 20, 30$  Hz 付近まで  $f$  の増加とともに減少し、最小値をとる。その後、 $F_{xm}$  は  $f$  の増加とともに緩やかに増加している。一般に、無振動切削時における  $F_{xm0}$  と比較して、低周波領域の一部を除く全ての領域で、振動切削時の  $F_{xm}$  が下回っている。なお、 $f = 20, 30$  Hz 付近では、速度振幅  $2\pi fa$  が増大するために、最大で 70 ~ 80 % の減少が見られたと考えられる。

図-7 は、上記の切削条件について、最大背分力  $F_{zm}$  と振動周波数  $f$  の関係を種々の振幅  $a$  をパラメータとして、無振動切削時の  $F_{zm}$  と併せて示したものである。この場合、 $F_{zm}$  はすべて正値を示し切削刃に対して鉛直上方に作用している。また、振動周波数  $f = 8$  Hz 以下では、 $f$  が  $F_{zm}$  に及ぼす影響はほとんど見られない。最大主分力  $F_{xm}$  に関して  $f = 20, 30$  Hz にて最小値を示している傾向と同様に、最大背分力  $F_{zm}$  に関しても、 $a = 0.2$  cm の場合、 $f = 20, 30$  Hz にて限りなく 0 に近い値となっており、有効な振動周波数であると判断できる。

図-8 は、この場合の最大切削抵抗  $F_m$  と振動周波数  $f$  の関係を示したものである。ここで、 $F_m$  は各計測値  $F_{xm}$  と  $F_{zm}$  より式(1)によって算定される  $F$  の平均値である。一般に、 $F_{zm}$  の値は  $F_{xm}$  の値の

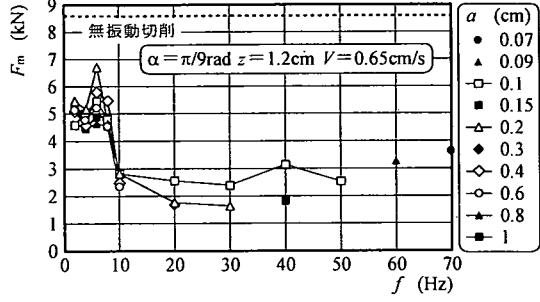


図-8 最大切削抵抗  $F_m$  と振動周波数  $f$  の関係

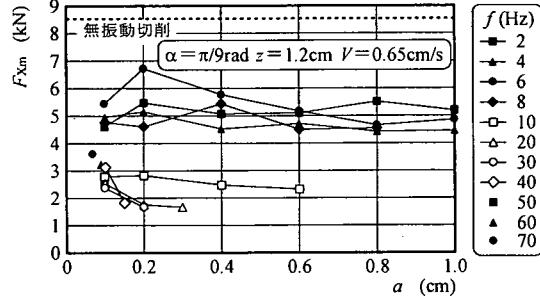


図-9 最大主分力  $F_{xm}$ ,  $F_{xm0}$  と振幅  $a$  の関係

約 5 % 程度しかなく、 $F_m$  の値は  $F_{xm}$  とほぼ同じ値であり、その傾向は  $F_{xm}$  と全く同じである。

そのため以後、切削抵抗  $F_m$  の水平方向成分である最大主分力  $F_{xm}$  に対してのみ結果を示す。

### (3) 振動振幅の影響

振動を構成するもう一つの重要なパラメータは振動振幅である。そこで、それぞれの振動周波数において振動振幅を様々な変化させ、切削抵抗に対するその影響を明確にする。図-9 は、最大主分力  $F_{xm}$  と振幅  $a$  の関係を無振動切削時の  $F_{xm}$  と併せて、一例として、すくい角  $\alpha = \pi/9$  rad, 切削深さ  $z = 1.2$  cm, 切削速度  $V = 0.65$  cm/s について示したものである。一般に、振動周波数  $f = 2 \sim 8$  Hz においては  $F_{xm}$  に与える  $a$  の影響について顕著な変化はほとんど見られない。しかし、 $f = 10 \sim 40$  Hz では、 $a$  の増加に伴い  $F_{xm}$  は減少する傾向にある。これは、一定の  $f$  値においては  $a$  に比例する速度振幅  $2\pi fa$  の増加とともに  $F_{xm}$  は減少すると判断される。また、無振動切削時のそれと比較しても、全ての振動周波数におけるそれぞれの最大の振幅において、 $F_{xm}$  の低下率は最大となっていることが明らかとなった。以上の実験結果より、振動切削として有効な振動周波数は  $f = 10, 20, 30$  Hz、振幅はそれぞれの  $f$  に対する最大の振幅  $a = 0.6, 0.3, 0.2$  cm であることが確認できた。

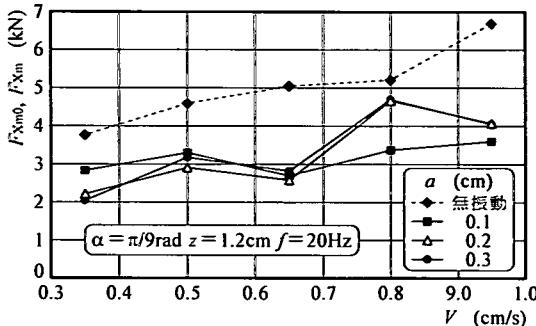


図-10 最大主分力  $F_{xm}$ ,  $F_{xmo}$  と切削速度  $V$  の関係

#### (4) 切削速度の影響

最大主分力  $F_{xm}$  と切削速度  $V$  の関係を調べるために,  $z = 0.8\text{cm}$  および  $1.2\text{cm}$ ,  $f = 10\text{Hz}$  ( $a = 0.1 \sim 0.6\text{cm}$ ),  $20\text{Hz}$  ( $a = 0.1 \sim 0.3\text{cm}$ ) および  $30\text{Hz}$  ( $a = 0.1 \sim 0.2\text{cm}$ )において, すくい角を  $\alpha = \pi/9\text{rad}$  とし,  $V = 0.35 \sim 0.95\text{cm/s}$ , 速度振幅  $2\pi fa = 6.3 \sim 37.7\text{cm/s}$  の範囲で実験を行った. 図-10 は, 一例として,  $z = 1.2\text{cm}$ ,  $f = 20\text{Hz}$  における最大主分力  $F_{xm}$  と切削速度を無振動時における最大主分力  $F_{xmo}$  と比較して示したものである.

連続打撃切削である振動切削において  $V$  が大きくなるということは, 打撃速度が速くなることである. 打撃速度つまり切削刃が供試体に貫入する速度が速いということは, 打撃速度が遅く静的に切削刃を貫入させる無振動切削時の  $F_{xmo}$  の最大値と比較して振動切削時の  $F_{xm}$  が明らかに小さな値を示すように, より効率的な掘削が可能であると判断できる. また, 切削深さ  $z = 1.2\text{cm}$  においては,  $z = 0.8\text{cm}$  と比較して  $F_{xmo}$ ,  $F_{xm}$  の値は全体的に大きくなるが,  $V$  の増加とともに  $F_{xmo}$ ,  $F_{xm}$  は同様に共に増加する傾向がある.

以下に, 切削深さ  $z = 0.8, 1.2\text{cm}$  に関して, 無振動時最大主分力  $F_{xmo}(\text{kN})$  と切削速度  $V(\text{cm/s})$  の関係, および振動時の最大主分力  $F_{xm}(\text{kN})$  がそれぞれ速度振幅  $2\pi fa(\text{cm/s})$  と切削速度  $V(\text{cm/s})$  の関数で与えられるとし, それらによる影響を考慮に入れて行った重回帰分析の結果を示す.

$$z = 0.8\text{cm}$$

$$F_{xmo} = 4.88 V^{0.915} \quad (R=0.953) \quad (5)$$

$$F_{xm} = 5.34 (2\pi fa)^{-0.199} V^{0.585} \quad (R=0.743) \quad (6)$$

$$z = 1.2\text{cm}$$

$$F_{xmo} = 6.37 V^{0.507} \quad (R=0.958) \quad (7)$$

$$F_{xm} = 4.14 (2\pi fa)^{0.016} V^{0.607} \quad (R=0.774) \quad (8)$$

以上, すくい角  $\alpha = \pi/9\text{rad}$ ,  $z = 0.8, 1.2\text{cm}$  にお

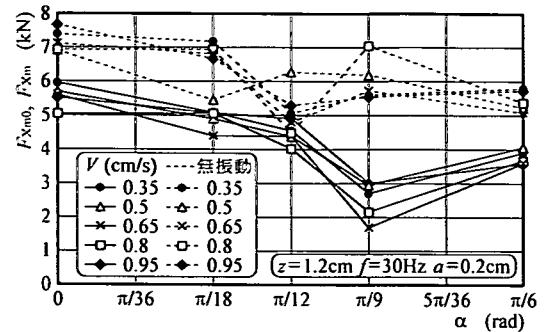


図-11 最大主分力  $F_{xm}$ ,  $F_{xmo}$  とすくい角  $\alpha$  の関係

いては,  $F_{xm}$  は速度振幅  $2\pi fa$  には余り影響を受けず, 切削速度  $V$  の平方根に比例して増加する傾向であるが, 他のすくい角  $\alpha$  においては後述するように切削速度  $V$  の影響は殆ど見られなかった.

#### (5) すくい角の影響

図-11は, 一例として, 切削速度  $V = 0.35 \sim 0.95\text{cm/s}$ , 振動周波数  $f = 30\text{Hz}$ ,  $a = 0.2\text{cm}$  における最大主分力  $F_{xm}$  とすくい角  $\alpha$  の関係を切削深さ  $z = 1.2\text{cm}$  について無振動時における最大主分力  $F_{xmo}$  と比較して示したものである. 振動時においては, 一般に, 全ての切削速度, 振動周波数において,  $\alpha$  が  $\pi/9\text{rad}$  まで増加するに伴い  $F_{xm}$  は減少し, その後増加傾向を示す. 無振動時における  $F_{xm}$  も同様な傾向を示している. このような傾向を示す理由は,  $\alpha = \pi/6\text{rad}$  での切削において, 切削刃の刃物角が  $\pi/3\text{rad}$  であり, 逃げ面が供試体と接しているため, 切削刃の逃げ面と供試体との間に摩擦抵抗が生じ,  $F_{xm}$  は増加するためである. 従って, 全ての条件において,  $F_{xm}$  が最小値を示すのは  $\alpha = \pi/9\text{rad}$  の時である.

以下に, 無振動時の最大主分力  $F_{xmo}(\text{kN})$  と振動時の最大主分力  $F_{xm}(\text{kN})$  は, 振動周波数  $f = 0, 10, 20, 30\text{Hz}$  に関するそれぞれすくい角  $\alpha(\text{rad})$  と切削速度  $V(\text{cm/s})$  の関数で与えられるとし, 重回帰分析を行った結果を以下に示す.

$$f = 0\text{Hz}$$

$$F_{xmo} = 197 \{ (\cos\alpha - 0.904)^2 + 2.64 \times 10^{-2} \} \cdot V^{0.0002} \quad (R = 0.670) \quad (9)$$

$$f = 10\text{Hz}$$

$$F_{xm} = 337 \{ (\cos\alpha - 0.919)^2 + 8.90 \times 10^{-2} \} \cdot V^{0.0743} \quad (R = 0.873) \quad (10)$$

$$f = 20\text{Hz}$$

$$F_{xm} = 286 \{ (\cos\alpha - 0.914)^2 + 1.04 \times 10^{-2} \} \cdot V^{0.0420} \quad (R = 0.847) \quad (11)$$

$$f = 30\text{Hz}$$

$$F_{Xm} = 213 \{ (\cos \alpha - 0.910)^2 + 1.54 \times 10^{-2} \} \cdot V^{0.0494} \quad (R = 0.818) \quad (12)$$

その結果、 $F_{Xm0}$ 、 $F_{Xm}$ はすくい角  $\alpha \approx 0.420 \text{ rad}$ において最小値をとり、また無振動切削においては切削速度  $V$  の影響はこの実験の範囲内では殆どみられず、振動切削においてもその影響は比較的少ないと判断できる。

#### (6) 切削深さの影響

図-12は、一例として、切削速度  $V = 0.35 \text{ cm/s}$ 、振動周波数  $f = 10, 20, 30 \text{ Hz}$ における最大主分力  $F_{Xm}$  と切削深さ  $z$  の関係を、すくい角  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$ について無振動時の最大主分力  $F_{Xm0}$  と比較して示したものである。切削深さが大きくなると切削土量  $Q$  が増加するため、 $z$  の増加に伴い最大主分力  $F_{Xm0}$  と  $F_{Xm}$  は共に増加する傾向にある。

以下に、無振動時の最大主分力  $F_{Xm0}(\text{kN})$  と振動時の最大主分力  $F_{Xm}(\text{kN})$  は、振動周波数  $f = 0, 10, 20, 30 \text{ Hz}$  に関してそれぞれ切削深さ  $z$  ( $\text{cm}$ ) と切削速度  $V$  ( $\text{cm/s}$ ) の関数で与えられるとして、重回帰分析の結果を以下に示す。

$$f = 0 \text{ Hz} \quad F_{Xm0} = 5.12 z^{1.22} V^{0.338} \quad (R = 0.939) \quad (13)$$

$$f = 10 \text{ Hz} \quad F_{Xm} = 2.96 z^{1.51} V^{0.133} \quad (R = 0.947) \quad (14)$$

$$f = 20 \text{ Hz} \quad F_{Xm} = 2.70 z^{1.62} V^{0.104} \quad (R = 0.963) \quad (15)$$

$$f = 30 \text{ Hz} \quad F_{Xm} = 3.23 z^{1.34} V^{0.179} \quad (R = 0.937) \quad (16)$$

その結果、 $F_{Xm0}$ 、 $F_{Xm}$ は切削深さ  $z$  の  $1.2 \sim 1.6$  乗に比例して増加し、切削速度  $V$  の影響は全体的に比較的小さいことが判明した。

#### (7) 振動波形の影響

本実験装置の油圧システムにおいては、振動波形を正弦波、三角波と矩形波に設定し制御することができる。本節のここまで述べている実験結果の振動波形は全て正弦波である。次は三角波に設定し、以下に正弦波において有効であると確認された振動切削条件での実験結果と比較する。

アクチュエータの振動波形は、次式に示す振幅  $a$ 、角速度  $\omega$  の三角波変位励振による強制振動を与えた。

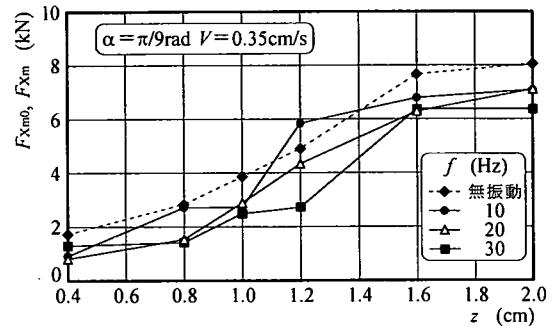


図-12 最大主分力  $F_{Xm}$ 、 $F_{Xm0}$  と切削深さ  $z$  の関係

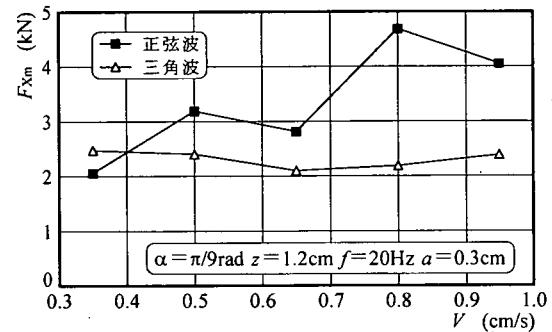


図-13 正弦波と三角波における最大主分力  $F_{Xm}$  と切削速度  $V$  の関係

$$X = V t - (-1)^n \times 2 a n + (-1)^n \times \frac{2}{\pi} a \omega t \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (17)$$

$$\frac{dX}{dt} = V + (-1)^n \frac{2 a \omega}{\pi} \quad (18)$$

ここに、 $X$  は変位、 $V$  は切削速度、 $t$  は時間である。図-13は、一例として、三角波と正弦波の影響を調査するために実施した振動周波数  $f = 20 \text{ Hz}$  における最大主分力  $F_{Xm}$  と切削速度  $V$  の関係をすくい角  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$ 、切削深さ  $z = 1.2 \text{ cm}$  について示したものである。この場合、三角波の方が低速度域を除いてすべての  $V$  の値に対して  $F_{Xm}$  は小さな値を示しており、また三角波においては  $V$  による明らかな差は見られない。一般に、全ての  $f$  の値において同様な傾向を示し、三角波は  $V$  の変化による影響をほとんど受けていない。その理由としては、打撃速度の影響が考えられる。設定振幅に達するまでの時間は同じであるが、正弦波では打撃速度は  $V$  から速度振幅  $V \pm 2\pi f a$  まで連続的に変化するのに対して三角波では一定の打撃速度  $V + 4af$  と  $V - 4af$  が断続的に変化するという大きな差がある。振動切削において、この衝撃速度は重要な意味を成し、その影響が大きいと考えられる。

## 4. 考察

### (1) 振動切削のメカニズム

無振動時における最初の破壊に達するまでの水平方向の切削抵抗である主分力  $F_x$  は、一般に、切削速度  $V$  (cm/s) の 2 次関数、切削距離  $X$  (cm)、切削深さ  $z$  (cm) およびすくい角  $\alpha$  (rad) の指數関数として、

$$\begin{aligned} F_x &= c \{(V+d)^2 - e\} X^f z^g (\cos \alpha)^h \\ &= 3.25 \times 10^{-2} \{(V+43.4)^2 - 1.76 \times 10^3\} \\ &\quad \times X^{1.044} z^{0.968} (\cos \alpha)^{0.746} \quad (R = 0.869) \quad (19) \end{aligned}$$

で与えられる。図-14は、一例として、切削速度  $V = 0.50$  cm/s、切削深さ  $z = 1.2$  cm、すくい角  $\alpha = \pi/9$  rad での無振動切削における最初の破壊点を含む主分力  $F_x$  と切削距離  $X$  の実測例を示したものである。この場合  $X = 0.623$  cm においてせん断破壊に達しているが、本振動切削実験における 1 サイクル当たりの切削刃の進行距離  $V/f$  の値は  $0.005 \sim 0.475$  cm の範囲にあり、本振動切削においては初期降伏は発生しているが最終的なせん断破壊に至っていないと考えられる<sup>15)</sup>。

#### a) 正弦波強制振動

振動時における水平方向の切削抵抗である主分力  $F_x$  について考察する。まず、前式(3)に示す正弦波変位励振強制振動の 1 サイクル  $T$  における切削刃の運動は、一例として、 $\alpha \omega / V \leq 5.015$  の場合における変位  $X$  と時間  $t$  の関係を図-15(a)で表現することができる。図中に示す行程 O-A および C-D では刃は前進して新しいセメントモルタルを切削するが、行程 A-B では刃は後退して全く切削を行わず、また行程 B-C では一度切削した部分を繰り返し切削することとなる。前式(4)を 0 と置くことにより、極値 A, B の座標はそれぞれ  $(t_A, X_A)$ ,  $(t_B, X_B)$  として次式のように算定することができる。

$$t_A = \frac{1}{\omega} \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) \quad (20)$$

$$X_A = \frac{V}{\omega} \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) + a \sin \left[ \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) \right] \quad (21)$$

$$t_B = \frac{2\pi}{\omega} - \frac{1}{\omega} \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) \quad (22)$$

$$X_B = \frac{V}{\omega} \left\{ 2\pi - \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) \right\} - a \sin \left[ \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) \right] \quad (23)$$

A 点と同じ変位を有する C 点の  $t$  座標は、前式(3)

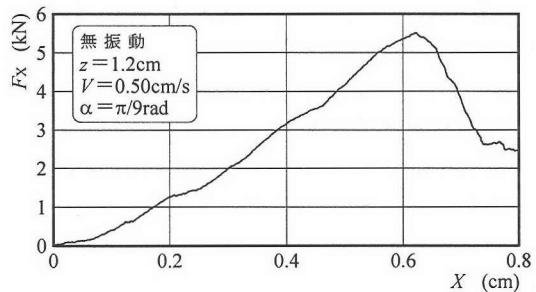


図-14 主分力  $F_x$  と切削距離  $X$  の実測例

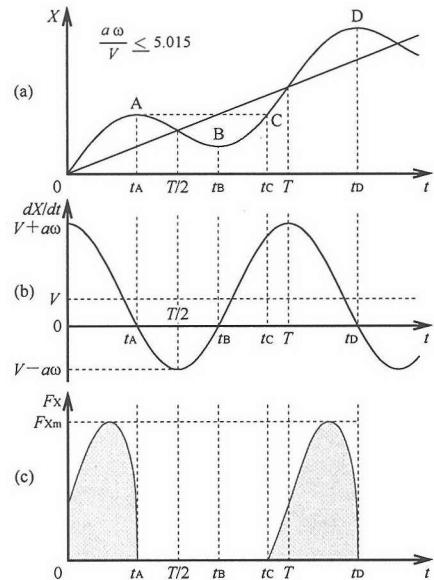


図-15 1 サイクル当たりの切削刃の変位  $X$ 、運動速度  $dX/dt$  および主分力  $F_x$  の変化 (正弦波)

の  $X$  を  $X_A$  と置くことにより、次式より  $t_C$  の値を  $t_B < t_C < T$  の間で算定して求めることができる。

$$\begin{aligned} X_C &= V t_C + a \sin \omega t_C \\ &= \frac{V}{\omega} \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) + a \sin \left[ \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) \right] \quad (24) \end{aligned}$$

また、極値 D の座標  $(t_D, X_D)$  は次式で算定することができます。

$$t_D = \frac{2\pi}{\omega} + \frac{1}{\omega} \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) \quad (25)$$

$$X_D = \frac{V}{\omega} \left\{ 2\pi + \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) \right\} + a \sin \left[ \cos^{-1} \left( -\frac{V}{\alpha \omega} \right) \right] \quad (26)$$

従って、1 サイクル当たりの切削刃の最大進行距

離は、 $X_D - X_C = 2\pi V/\omega = V/f$  で与えられる。

1 サイクル当たりの切削刃の運動速度  $dX/dt$  は同図中段 (b) に示したように変化する。

各サイクル当たりの貫入量によってセメントモルタルの切削部分は完全に破碎すると仮定すると、各切削工程において常に式 (19) に示す荷重-変形量の関係が成立する。従って、この式の  $X$  に 1 サイクル当たりの貫入量  $Vt + a \sin \omega t - X_A (\geq 0)$  を代入すると、 $F_x$  は  $t$  の関数として次式のように表すことができる。

$$F_x(t) = c \{ (V + a \omega \cos \omega t + d)^2 - e \} \times (Vt + a \sin \omega t - X_A)^f z^g (\cos \alpha)^h \quad (27)$$

ここに、 $c, d, e, f, g$  および  $h$  は比例定数であり、無振動時の実験によって求めることができる。従って、 $F_x$  は同図下段 (c) に示すように変化する。

しかし、前図-5 より明らかに、セメントモルタルは平刃の数回の打撃作用による進行性破壊によって破壊に達していると考えられる。そこで、各サイクルでの  $F_x$  の振幅が次第に増加してセメントモルタルが破壊するまでの打撃回数  $N$  と振動周波数  $f$  の関係を求めた。一例として、 $a = 0.2 \text{ cm}$ ,  $V = 0.50 \text{ cm/s}$ ,  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$ ,  $z = 1.2 \text{ cm}$  における両者の関係を図-16 に示す。また、回帰分析の結果は次式で与えられる。

$$N = 0.52f + 2.77 \quad (r=0.993) \quad (28)$$

この場合、セメントモルタルが破壊するまでの平刃の貫入量は  $N V/f$  で与えられる。従って、振動切削時の最大主分力  $F_{xm}$  は近似的に前式 (19) の変位  $X$  に  $N V/f$  を代入することにより次式で算定することができる。

$$F_{xm} = c \{ (V + d)^2 - e \} \left( N \frac{V}{f} \right)^f z^g (\cos \alpha)^h \quad (29)$$

なお、この場合、無振動時における最大主分力  $F_{xm0}$  は次式で与えられる。

$$F_{xm0} = 0.653 \{ (V + 0.451)^2 + 6.88 \} z^{1.07} (\cos \alpha)^{2.09} \quad (R = 0.847) \quad (30)$$

従って、振動切削時の最大主分力  $F_{xm}$  と無振動切削時の最大主分力  $F_{xm0}$  との比率は、次式で算定することができる。

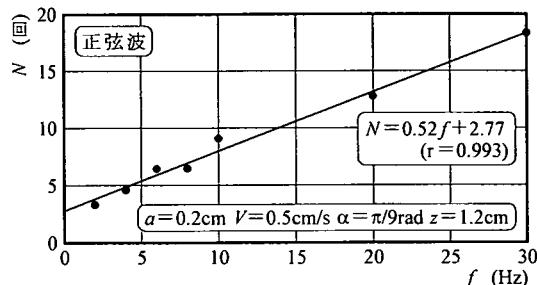


図-16 平刃の打撃回数  $N$  と振動周波数  $f$  の関係

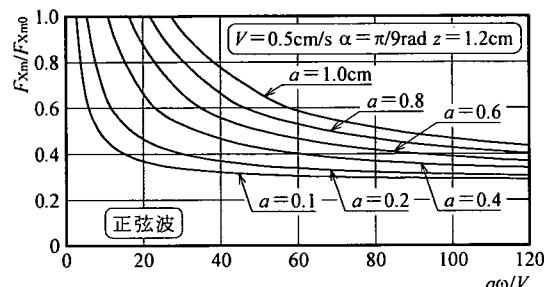


図-17 最大主分力比率  $F_{xm}/F_{xm0}$  と速度比  $a \omega/V$  の関係

$$\frac{F_{xm}}{F_{xm0}} = \frac{c \{ (V + d)^2 - e \} \left( N \frac{V}{f} \right)^f z^g (\cos \alpha)^h}{F_{xm0}} \quad (31)$$

上式は、 $t_c$  が  $T$  を超過し、次のサイクルに移行するときの  $a \omega/V > 5.015$  となる場合においても適用することができる。

図-17 は、一例として、 $V = 0.50 \text{ cm/s}$ ,  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$  および切削深さ  $z = 1.2 \text{ cm}$  において、 $a = 0.1 \sim 1.0 \text{ cm}$  をパラメータとして、静的最大主分力  $F_{xm0} = 5.43 \text{ kN}$  に対する振動切削時  $f = 2 \sim 100 \text{ Hz}$  の最大主分力の比率  $F_{xm}/F_{xm0}$  と刃先の振動速度振幅  $a \omega$  と切削速度  $V$  の比率  $a \omega/V$  の関係を算定したものである。一般に、 $F_{xm}/F_{xm0}$  は速度比  $a \omega/V$  の増加とともに双曲線的に減少する傾向があり、 $a, V$  一定の場合  $f$  の増加とともに減少することが明らかである。

### b) 三角波強制振動

前式(17)に示す三角波変位励振強制振動の 1 サイクル  $T$  における切削刃の運動については、一例として  $a \omega/V \leq 3 \pi/2$  の場合における変位  $X$  と時間  $t$  の関係は、図-18 (a) で表現することができる。図中に示す行程 O-A および C-D では刃は前進して切削するが、行程 A-B では刃は後退して全く切削を行わず、また行程 B-C では一度切削した部分を繰り返し切削することとなる。折点 A, B の座標はそれぞれ  $(t_A, X_A), (t_B, X_B)$  として次式のように算定することができる。

$$t_A = \frac{T}{4} = \frac{\pi}{2\omega} \quad (32)$$

$$t_B = \frac{3T}{4} = \frac{3\pi}{2\omega} \quad (33)$$

$$X_A = \frac{\pi V}{2\omega} + a \quad (34)$$

$$X_B = \frac{3\pi V}{2\omega} - a \quad (35)$$

A点と同じ変位を有するC点の座標( $t_C, X_C$ )は、次式で算定することができる。

$$t_C = \frac{\pi(\pi V + 10 a \omega)}{2\omega(\pi V + 2 a \omega)} \quad (36)$$

$$X_C = \frac{\pi V}{2\omega} + a \quad (37)$$

折点Dの座標( $t_D, X_D$ )は次式で与えられる。

$$t_D = \frac{5\pi}{2\omega} \quad (38)$$

$$X_D = \frac{5\pi V}{2\omega} + a \quad (39)$$

従って、1サイクル当たりの切削刃の最大進行距離は $X_D - X_C = 2\pi V/\omega = V/f$ で与えられる。

1サイクル当たりの切削刃の運動速度 $dX/dt$ は同図中段(b)に示したように変化する。水平方向の切削抵抗である主分力 $F_x(t)$ は、前述したように、式(19)の $X$ に最初の1サイクル当たりの貫入量 $Vt - 4a + 2a\omega t/\pi - X_A (\geq 0)$ を代入すると次式のように表すことができる。

$$F_x(t) = c \left[ \left( V + \frac{2a\omega}{\pi} + d \right)^2 - e \right] \left( V + \frac{2a\omega}{\pi} \right) t - \left( 5a + \frac{\pi V}{2\omega} \right) z^g (\cos\alpha)^h \quad (40)$$

従って、 $F_x$ は同図下段(c)に示すように変化する。

この場合もセメントモルタルは平刃の数回の打撃作用による進行性破壊によって破壊しており、打撃回数 $N$ と振動周波数 $f$ の関係は、一例として、 $a = 0.2\text{ cm}$ ,  $V = 0.50\text{ cm/s}$ ,  $\alpha = \pi/9\text{ rad}$ ,  $z = 1.2\text{ cm}$ の場合を図-19に示したように、次の回帰式で与えられる。

$$N = 0.32f + 2.28 \quad (r=0.958) \quad (41)$$

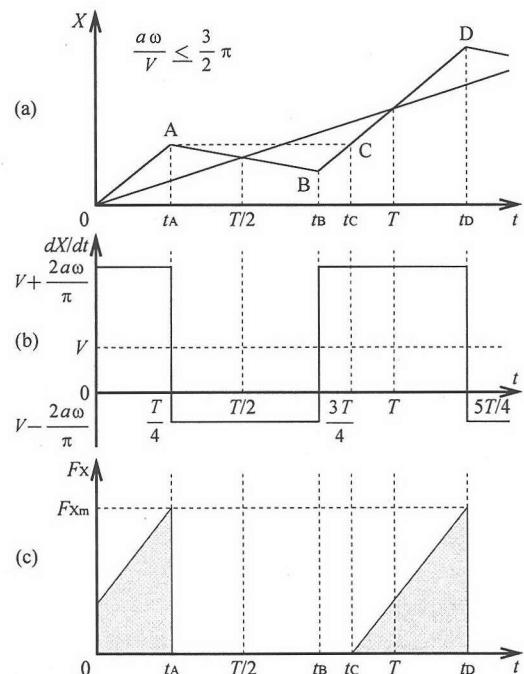


図-18 1サイクル当たりの切削刃の変位 $X$ 、運動速度 $dX/dt$ および主分力 $F_x$ の変化(三角波)

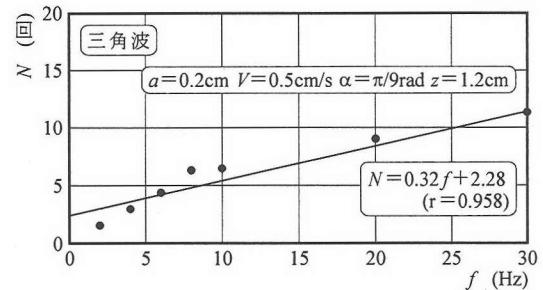


図-19 平刃の打撃回数 $N$ と振動周波数 $f$ の関係

この場合もセメントモルタルが破壊するまでの平刃の貫入量は $N V/f$ で与えられるので、振動切削時の最大主分力 $F_{xm}$ は前式(29)の $V$ に $V + 2a\omega/\pi$ を代入することによって算定することができる。

従って、振動切削時の最大主分力 $F_{xm}$ と無振動切削時の最大主分力 $F_{xm0}$ との比率は、

$$\frac{F_{xm}}{F_{xm0}} = \frac{c \left[ \left( V + \frac{2a\omega}{\pi} \right)^2 - e \right] \left( N \frac{V}{f} \right)^f z^g (\cos\alpha)^h}{F_{xm0}} \quad (42)$$

として算定することができる。

上式は、 $t_C$ が $T$ を超過し、次のサイクルへ移行するときの $a\omega/V > 3\pi/2$ となる場合においても適用することができる。

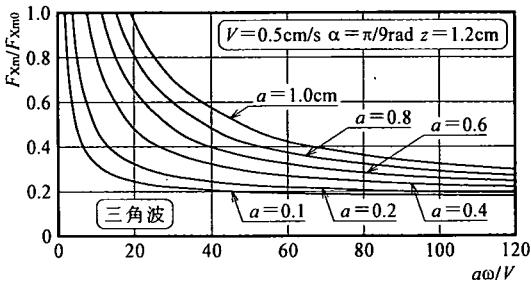


図-20 最大主分力比率  $F_{xm}/F_{xm0}$  と速度比  $a\omega/V$  の関係

図-20 は、前と同じ条件で算定した最大主分力の比率  $F_x/F_{x0}$  と刃先の運動速度と切削速度の比率  $a\omega/V$  の関係を算定したものである。一般に、最大主分力の比率  $F_{xm}/F_{xm0}$  は速度比  $a\omega/V = \lambda$  の増加とともに双曲線的に減少する傾向があるが、正弦波の場合と比較してかなり減少勾配が大きいことが明らかである。一例として、 $a = 0.2\text{ cm}$ ,  $V = 0.50\text{ cm/s}$ ,  $\alpha = \pi/9\text{ rad}$ ,  $z = 1.2\text{ cm}$  における正弦波と三角波強制振動に対する  $F_{xm}/F_{xm0}$  と  $\lambda$  の関係を比較したものを見図-21 に示す。この現象はすでに Smith *et al.*<sup>(16), (17)</sup> の研究によって明らかにされてきたが、前 図-13 に示す本実験の結果および本シミュレーションの結果より明らかにすることことができた。

## (2) 比エネルギー

前図-5 に示す振動切削実験結果から、主分力  $F_x$  は正負の両方を示している。正の値は、切削刃前進時に供試体から刃先すくい面に作用する力であり、負の値は、切削刃後進時に供試体や切削すりと刃先にげ面との間に作用する摩擦抵抗である。従って、実際に供試体を切削しているのは、主分力  $F_x$  (kN) の正の値であり、次式により主分力  $F_x$  の正の値のみによる切削仕事量  $W(\text{kNm})$  を定義する。

$$W = \int_0^L F_x dX \quad (43)$$

ここで、 $L$  (cm) とは、切削刃が切削速度  $V$  (cm/s) で時間  $t$  (s) の間供試体上を進んだ距離  $Vt$  である。更に、単位時間当たりの切削仕事量として仕事率  $P$  ( $\text{kNm/s}$ ) を次式により定義する。

$$P = W/t \quad (44)$$

本実験における切削土量の測定に関しては、切削溝の幅方向のチッピング現象が顕著でないため、単位時間当たりの切削土量  $Q(\text{cm}^3/\text{s})$  を次式によって算

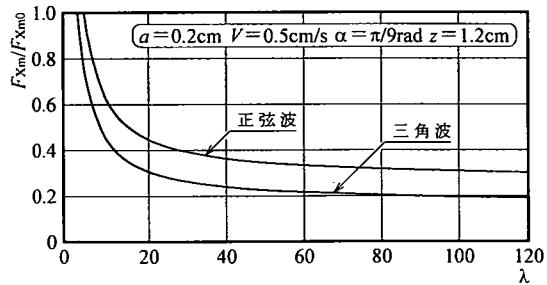


図-21 最大主分力比率  $F_{xm}/F_{xm0}$  と速度比  $\lambda$  の関係

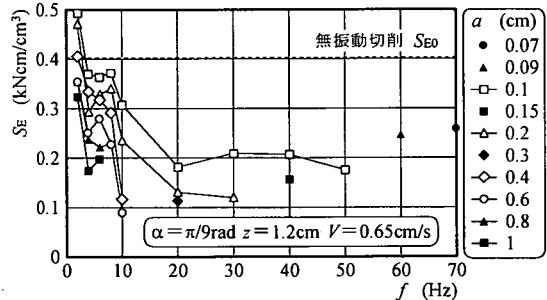


図-22 比エネルギー  $S_E$  と振動周波数  $f$  の関係

定した。

$$Q = z V B \quad (45)$$

$z$  : 切削深さ (cm)

$V$  : 切削速度 (cm/s)

$B$  : 切削刃の刃幅 (cm)

本実験で用いる切削刃は  $B = 5.0\text{ cm}$  と一定であるので、単位時間当たりの切削土量は切削深さと切削速度によって決定される。

上述の仕事率  $P$  ( $\text{kNm/s}$ ) を単位時間当たりの切削土量  $Q$  ( $\text{cm}^3/\text{s}$ ) で除することによって、単位体積を切削するのに必要な仕事量として表すことができる。これを比エネルギー  $S_E$  ( $\text{kNm/cm}^3$ ) として、次式のように定義する。

$$S_E = \frac{P}{Q} = \frac{W}{z B V t} \quad (46)$$

振動切削特性を評価する際、この比エネルギー  $S_E$  の値がより小さければ、単位体積を切削するのに必要な仕事量が小さいということになり、より効率のよい切削であると判断できる。

図-22 は、一例として、 $\alpha = \pi/9\text{ rad}$ ,  $z = 1.2\text{ cm}$ ,  $V = 0.65\text{ cm/s}$  について、比エネルギー  $S_E$  と振動周波数  $f$  の関係を種々の振幅  $a$  をパラメータとして、無

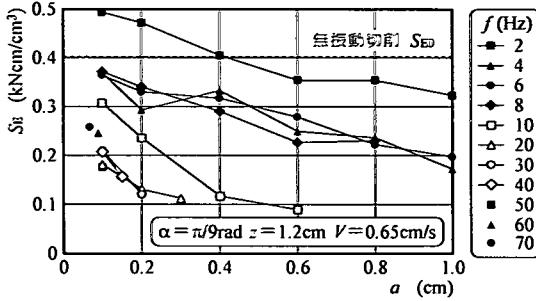


図-23 比エネルギー  $S_E$  と振幅  $a$  の関係

振動切削時の比エネルギー  $S_E$  と併せて示したものである。 $S_E$  は  $f = 20 \sim 30 \text{ Hz}$  付近まで  $f$  の増加とともに減少し、最小値をとる。その後、 $S_E$  は  $f$  の増加とともに緩やかに増加する傾向にある。一般に、最大切削抵抗  $F_{xm}$  と最大主分力  $F_{xm0}$  に関する前図-6, 8 とその傾向は非常に類似している。この場合も、無振動切削時の  $S_{E0}$  と比較して、 $f = 10, 20 \text{ Hz}$  付近では、最大で 70 ~ 80% の減少が見られた。従って、 $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $a = 0.6 \text{ cm}$  での振動切削が、単位体積を切削するのに必要な仕事量が最小値を示し、最も効率の良い切削条件であることが分かる。

図-23 は、上記の切削条件について、 $S_E$  と振幅  $a$  の関係を種々の  $f$  をパラメータとして、無振動切削時の  $S_{E0}$  と併せて示したものである。いずれの  $f$  の値に対しても、 $S_E$  は  $a$  の増加とともに緩やかに減少する傾向にあり、最大主分力  $F_{xm}$  に関する前図-9 とその傾向は非常に類似している。一般に、それぞれの  $f$  に対する最大の振幅  $a$ において、 $S_E$  は最小値を示している。この場合、とくに  $f = 10, 20, 30 \text{ Hz}$ 、それぞれの  $f$  に対する最大の振幅  $a = 0.6, 0.3, 0.2 \text{ cm}$  が最も効率の良い切削条件であると判断できる。

### (3) 速度比

セメントモルタルの平刃による振動切削特性に重要なパラメータである振動周波数  $f$  (1/s)、振幅  $a$  (cm)、および切削速度  $V$  (cm/s) に対して、切削刃の振動速度  $2\pi fa$  を  $V$  で除した速度比  $\lambda$  を次式のように定義する。

$$\lambda = \frac{2\pi fa}{V} \quad (47)$$

上式は、土の平刃による振動切削実験<sup>18), 19)</sup> や油圧式バックホーによる振動掘削<sup>20)</sup> で従来使用されている速度比と同じ考え方である。

図-24 は、一例として、正弦波強制振動での切削速度  $V = 0.50 \text{ cm/s}$ 、切削深さ  $z = 1.2 \text{ cm}$  における

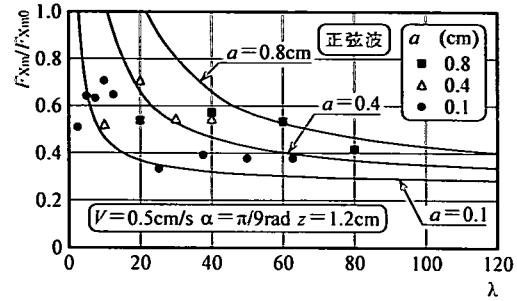


図-24 最大主分力比  $F_{xm}/F_{xm0}$  と速度比  $\lambda$  の関係

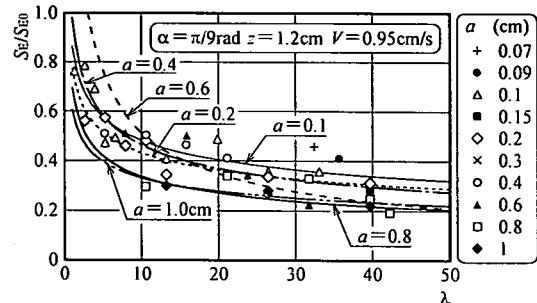


図-25 比エネルギー比  $S_E/S_{E0}$  と速度比  $\lambda$  の関係

る振動時の最大主分力  $F_{xm}$  と無振動切削時の最大主分力  $F_{xm0}$  の比  $F_{xm}/F_{xm0}$  と速度比  $\lambda$  の関係を、すくい角  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$  について、振幅  $a$  をパラメータとして実線で示す計算値を実験データによって検証したものである。一般に、両者はほぼ一致しており、 $\lambda$  の増加に伴い  $F_{xm}/F_{xm0}$  の値は減少している。 $F_{xm}/F_{xm0}$  の値が減少するということは、振動切削時の最大主分力  $F_{xm}$  の無振動切削時における最大主分力  $F_{xm0}$  に対する割合が小さくなり、振動切削による主分力の減少の程度を確認することができる。切削深さが深い  $z = 1.2 \text{ cm}$  においてその傾向はより顕著であった。全体的には、速度比  $\lambda$  が 40 を超えると、振動効果により主分力は 50% 程度低減されることが判明した。

次に、図-25 は、一例として、正弦波強制振動での切削速度  $V = 0.95 \text{ cm/s}$ 、切削深さ  $z = 1.2 \text{ cm}$  における振動時の比エネルギー  $S_E$  と無振動切削時の比エネルギー  $S_{E0}$  の比  $S_E/S_{E0}$  と速度比  $\lambda$  の関係をすくい角  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$  について示したものである。一般に、 $\lambda$  の増加に伴い  $S_E/S_{E0}$  の値は減少している。この場合、全てのデータに対する回帰分析の結果、次式に示す実験式が成立した。

$$S_E/S_{E0} = 9.04 \times 10^{-1} \lambda^{-0.313} \quad (r=0.822) \quad (48)$$

全体的に  $\lambda$  が 30 ~ 40 の範囲で、振動効果によ

り 70 % 程度減少させることができる。また、 $\lambda$  の値が小さい領域にて  $S_e/S_{eo}$  の値が 1 を超える点があり、無振動切削のデータのばらつきが確認できる。なお、切削土量  $Q$  を向上させるために切削速度  $V$  を増加させた場合、 $S_e/S_{eo}$  を小さく保つには振動周波数  $f$  および振幅  $a$  も同時に増大させる必要があることは云うまでもない。

#### (4) 破碎粒子

無振動時において切削されるセメントモルタルは比較的長いすべり線上でのせん断破壊が発生するために破碎粒子径は比較的大きいが、振動時では 1 サイクル当たりの切削刃の進行距離  $X_b - X_c = V/f$  に対応する圧潰による  $N$  回の打撃粉碎作用によって、 $f$  の増加とともに破碎粒子径は細くなる<sup>21), 22)</sup>。

図-26 は、一例として、 $V = 0.65 \text{ cm/s}$ ,  $z = 1.2 \text{ cm}$ ,  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$  なる条件で正弦波形の振動周波数  $f$  に対してそれぞれの最大振幅  $a$  を与えて実施した振動切削実験の終了後、破碎粒子の粒度分析を行い、その結果得られた平均粒径  $D_{50}(\text{mm})$  と速度比  $\lambda$  の関係を示したものである。図より明らかに、 $D_{50}$  は速度比  $\lambda$  の増加とともに指數関数的に減少しており、

$$D_{50} = 1.46 \exp(-0.004 \lambda) \quad (49)$$

なる実験式が得られた。すなわち、 $a$ ,  $V$  が与えられたとき、 $\lambda$  の増加とともに振動周波数  $f$  は増大し、破碎粒子径は小さくなる。すなわち、前式(28)に示したように  $f$  の増加とともに平刃によるセメントモルタルの破壊までの打撃回数  $N$  が増えるために破碎粒子の平均粒径  $D_{50}$  も小さくなつたと考えられる。

## 5. 結論

以下に、セメントモルタルに対する平刃の振動切削特性に関して、主として、正弦波形に関して本実験で得られた新たな知見について述べる。

(1) 最大主分力  $F_{xm}$  は振動周波数  $f$ 、切削速度  $V$  および振幅  $a$  で表される速度比  $\lambda$  の増加とともに減少し、 $V = 0.65 \text{ cm/s}$  で行った本実験の範囲内において速度比が最大となる  $\lambda = 58$  ( $f = 20 \text{ Hz}$ ,  $a = 0.3 \text{ cm}$  と  $f = 30 \text{ Hz}$ ,  $a = 0.2 \text{ cm}$ ) 付近で最小値となつた。この場合、無振動切削における最大主分力  $F_{xm0}$  との比率  $F_{xm}/F_{xm0}$  は最小値を示し、 $F_{xm}$  は  $F_{xm0}$  と比較して最大 70 ~ 80 % 減少する。

(2) 最大主分力  $F_{xm}$  および比エネルギー  $S_e$  は、

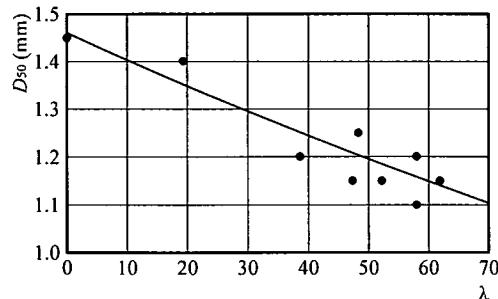


図-26 平均粒径  $D_{50}$  と速度比  $\lambda$  の関係 ( $V = 0.65 \text{ cm/s}$ ,  $z = 1.2 \text{ cm}$ ,  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$ )

切削速度の小さい範囲においてそれぞれの振動周波数に対応する最大の振幅において最も減少し、有効な振動切削を行つうことができる。

(3) 比エネルギー  $S_e$  は、 $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $a = 0.6 \text{ cm}$  と  $f = 20 \text{ Hz}$ ,  $a = 0.30 \text{ cm}$  付近で最小値をとり、この組合せが最も効率のよい切削条件である。また、この場合、無振動切削時の比エネルギー  $S_{eo}$  と比較して 70 ~ 80 % 減少しており、振動切削の有効性が確認できる。

(4) 一般に、比エネルギー  $S_e$  はすくい角  $\alpha$  の増加とともに減少するが、本実験においては、 $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$  において  $S_e$  は最小値を示し、最も有効な切削条件であった。

(5) セメントモルタルに対する最も効率の良い振動切削条件は、速度比を出来るだけ大きくすることであり、振動波形に関して、正弦波より三角波での振動切削が有効であった。本実験の範囲では、振動周波数  $f = 20 \text{ Hz}$ 、振幅  $a = 0.3 \text{ cm}$ 、切削速度  $V = 0.8 \text{ cm/s}$ 、すくい角  $\alpha = \pi/9 \text{ rad}$ 、切削深さ  $z = 1.2 \text{ cm}$  における三角波であることが判明した。

(6) 振動切削によるセメントモルタルの切削抵抗である最大主分力は、振動数とともに増加する回数の打撃作用による進行性破壊によって減少する。また、破碎粒子の大きさは、1 サイクル当たりの平刃の貫入量に比例し、速度比に反比例する。

## 参考文献

- Parviz, F.R. : *Performance Indicators of Drag-bits and Button Inserts*, Clemson University, pp.1-59, 1976.
- Dutta, P.K. : A theory of percussive drill bit penetration, *Int. J. Rock Mech. Min. Sci.*, Vol.9, pp.543-567, 1972.
- 畠昭治郎 : 土木教程書 建設機械学, 鹿島出版会, pp.19-22, 1977.
- 西松裕一, 大久保誠介, 秋山政雄, 吉田竹志, 西澤泉 : 衝撃掘削に関する基礎研究, 日本鉱業会誌, 第 1180 卷, 第 102 号, pp.359-364, 1986.

- 5) 土質工学会編：土と基礎・最近の工法，土質工学会，pp.1-18，1967.
- 6) Lundberg, B. : Penetration of rock conical indenters, *Int. J. Rock Mech. Min. Sci. and Geomech. Abstr.*, Vol.11, pp.209-214, 1974.
- 7) 西澤泉，大久保誠介，西松裕一，秋山政雄：ポイントアタックビットの切削抵抗，資源・素材学会誌，第107卷，第12号，pp.859-864，1991。
- 8) 会田俊夫，岡本隆，佐藤昭：岩石の超音波振動切削（第1報），日本鉱業会誌，78(883)，pp.19-23，1962。
- 9) 会田俊夫，岡本隆，北川亮三：岩石の超音波振動切削（第2報），日本鉱業会誌，80(912)，pp.491-494，1964。
- 10) Gottlieb, L. and Moore, P.J. : Vibratory cutting of brown coal, *Int. J. Rock Mech. Min. Sci. & Geomech. Abstr.*, 10, pp.335-339, 1981.
- 11) 畠昭治郎：土木教程書 建設機械学，鹿島出版会，pp.151-168，1977。
- 12) Thakur, T.C. and Godwin, R.J. : Design of extended octagonal ring dynamometer for rotary tillage studies. *Agricultural Mechanization in Asia and Latin America*, Vol.19, No.3, pp.23-28, 1988.
- 13) O'Dogherty, M.J. : The design of Octagonal ring dynamometer, *Journal of Agricultural Engineering Research*, Vol.63, pp.9-18, 1996.
- 14) 室達朗，竹垣喜勝，石川哲也：ポイントアタックビットによるモルタル供試体の衝撃切削能力に関する実験的考察，土木学会論文集，No.560/VI-34, pp.131-140, 1997.
- 15) 中島巖，木下重教：刃先接触面における岩石の降伏応力—岩石の切削における破壊の機構—日本鉱業会誌，94(1090), pp.839-844, 1978.
- 16) Smith, J.L., Dais, J.L. and Flikke, A.M. : Theoretical analysis of vibratory tillage, *Tran. of the ASAE*, Vol.15, No.5, pp.831-833, 1972.
- 17) Smith, J.L., Hillman, K. and Flikke, A.M. : Experimental analysis of vibratory tillage, *Tran. of the ASAE*, Vol.15, No.5, pp.834-837, 1972.
- 18) 畠昭治郎，山本弘：土の振動切削の適用性について，建設の機械化，No.121, pp.31-35, 1960.
- 19) 金須正幸，福地博，伊藤義夫，加藤弘道：土の切削における振動効果の機構解明，弘前大学農学部学術報告，No.48, pp.1-19, 1987.
- 20) 佐々木芳宏，高橋義雄：油圧式バックホーによる振動掘削の有効性について，資源と素材，Vol.111, pp.849-854, 1995.
- 21) 真島宏，岡行俊：新しい粉碎理論，浮選，No.38, pp.5-10, 1969.
- 22) 中島巖，木下重教：岩石の切削抵抗に関する理論的考察—岩石の切削における破壊の機構—日本鉱業会誌，95(1092), pp.49-55, 1979.

(2002. 10. 7 受付)

## EXPERIMENTAL CONSIDERATION FOR VIBRO-CUTTING PROPERTIES OF A CEMENT MORTAR

Tatsuro MURO, Taizou KAMEI, Dang Thai TRAN and Weimin ZHAO

Several effects of frequency, amplitude, cutting velocity, cutting depth and rake angle of blade on vibro-cutting properties of a blade against cement mortar were investigated experimentally. As a result, it was observed that the ratio of the principal cutting resistance during sinusoidal vibration of frequency 20 Hz to that of non-vibration state decreased to be 70 to 80 %. The ratio of the principal cutting resistance or the specific energy during vibration to that during non-vibration was clarified theoretically and experimentally to decrease hyperbolically with the increment of the speed ratio defined as the product of the angular velocity and the amplitude divided with the cutting speed.