



土木研究所資料

第1064号

くい打機等の遮音装置に関する調査試験

—第 3 報—

昭和50年8月

建設省土木研究所

要 旨

本調査は、ディーゼルハンマに騒音振動対策を施し、その効果を実験的に確認したものである。
その内容は以下の通りである。

- (1) 騒音対策として、遮音筒を2種類製作し、防音効果を測定した結果、最大で12 d B(A)の減音を得た。
- (2) 振動対策としてウレタン材緩衝クッションを使用し、その効果を測定した結果、くい打機近傍では振動加速度レベルで4 d Bの効果があったが、遠距離では効果が小さくなる事がわかった。
- (3) 防音シートカバーの効果を実工事で調査した。
- (4) 各種の公害対策型くい打機の文献調査を行ない、現状をとりまとめた。

くい打機等の遮音装置に関する調査試験 (第 3 報)

建設省土木研究所機械研究室

本 田 宜 史
芹 沢 富 雄
樋 野 親 俊

目 次

1. まえがき	1
2. 調査概要	1
3. ディーゼルハンマの騒音対策実験	2
3.1 ディーゼルハンマの騒音対策	2
(1) 改造遮音筒	2
(2) 新造遮音筒	2
(3) 衝撃緩衝クッション	9
3.2 実験方法	10
3.3 実験結果	13
(1) 騒音対策の効果	13
(2) $\frac{1}{3}$ オクターブバンド分析結果	13
(3) 衝撃緩衝クッションの効果	17
4. 防音シートカバーによるディーゼルハンマの騒音対策	23
4.1 防音シートカバー概要	23
(1) 防音シートカバーの構造	23
(2) 防音シートカバーの施工	24
4.2 防音シートカバーの騒音測定	25
(1) 防音シートカバーの騒音測定	25
(2) 防音シートカバーの効果	26
5. 公害対策型くい打機文献調査	28
5.1 ディーゼルハンマの防音装置	28
5.2 騒音振動対策型くい打機	39
6. 結 論	55
7. 参考文献	56

1. ま え が き

建設工事の中で最も苦情の多いのは既製ぐいの打ち込み工法である。

既製ぐいの打ち込みは、打撃式（ディーゼルハンマ、スチームハンマなど）と振動式が主に用いられている。振動くい打機は打ち込みが確実でなく、現在のところ、打ち込みの条件と支持力の関係が明らかにされておらず、打ち込み能力の不足、支持力の保障がない、などの理由により、打ち込み工法においては、ディーゼルハンマが広く用いられている。

本調査は昭和47年度より建設機械開発調査費により調査をおこない、昭和47年度には建設工事の騒音振動の実態を調査するとともに、ディーゼルハンマの騒音対策としてマフラを試作し、効果を測定した。また振動対策として防振溝の試験をおこなった。48年度にはディーゼルハンマの騒音特性の解析、騒音源の探査、前年度製作のマフラの改良、上部開口部の遮音筒の製作実験等をおこない約12dBの減音効果を得た。49年度には前年度までの結果をもとに、マフラと遮音筒に改良を加え、さらに地盤振動の緩和を目的としてクッション材を使用してその効果を測定した。

2. 調 査 概 要

昭和48年度までの調査でディーゼルハンマについて、騒音対策のための騒音特性の測定と、これに基づく、排気による騒音減少のためのマフラと打撃時の騒音を減少させるための遮音筒を製作し、性能を実験した。

本年度の調査では、昭和48年度までの成果をもとに、遮音筒の効果の向上、コンプレッサで給気をおこなわなければならなかったマフラを、コンプレッサなしで運転できる型式にする改造、これに加えて、従来使用されている木材によるクッション材の代わりに、ウレタンを使用したクッションで、打撃時のアンビル附近の騒音と、地盤に伝わる振動の減少を図った。また、建設省広島国道工事々務所管内の工事におけるくい打工事において、比較的取扱いの容易な防音カバーとして、ディーゼルハンマ用防音シートカバーを試用し、効果を測定した。

3. ディーゼルハンマの騒音対策実験

3-1 ディーゼルハンマの騒音対策

(1) 改造遮音筒(図3-1-1, 図3-1-2, 図3-1-3参照)

前年度の結果より改造をおこなった主な点は次の通りである。

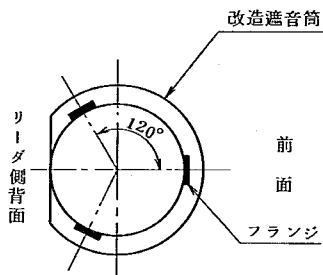
(i) 外周全面には、1.0 mm 厚の鉛板を接着材を使って貼りつけた。これは、遮音筒自体の振動により発生する2次振動音を防止するためである。

(ii) 内面には開孔率30%の多孔板をとりつけ、2.5 mm 厚だったグラスウールを50 mm 厚に増し、低周波域における吸音性能の向上を図った。

(iii) 取付部は改造前にはディーゼルハンマからの振動が直接遮音筒にも伝達されて遮音筒自体からも2次振動音が発生していたものと思われるので、取付部内側の全周に24 mm 長さのはり出しを取付けて、遮音筒を上部シリンダにのせる形式とした。遮音筒と上部シリンダの取付は制振用ゴムを介して、フランジ継手をボルト結合し、フランジ部のボルト穴径をボルト径よりも大きくとってボルトとフランジとの直接の接触をさせた。

(2) 新造遮音筒

図3-1-4に新造遮音筒の全体構造を、図3-1-5に新造遮音筒側断面詳細図を示す。本体部は、長方形断面でタテ×ヨコが、66 cm×55 cm 高さが1.75 mの直方体をしており、リーダ側背面は、起動装置が通過するため吸音構造とせず、鋼板により整形し2次振動音防止のため厚さ1 mm の鉛板を接着した。残りの3面の外板は強度保持と防音を遮音壁用材料で兼用した。遮音壁の支持には等辺山形鋼のL-50×50×6の部材を使用した。遮音壁用の材料は、吸音特性が250 Hz～2000



遮音筒のフランジ取付位置

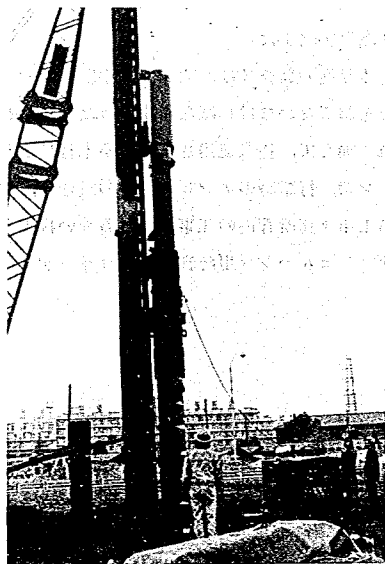


写真3-1-1 改造遮音筒全景

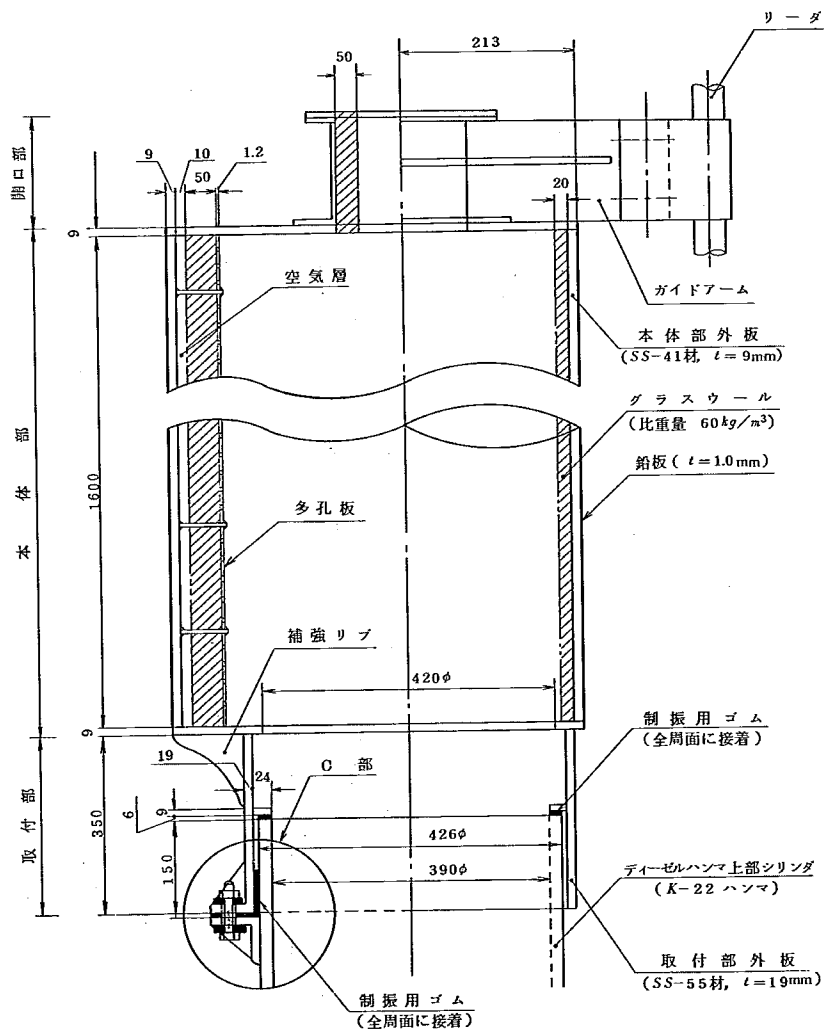
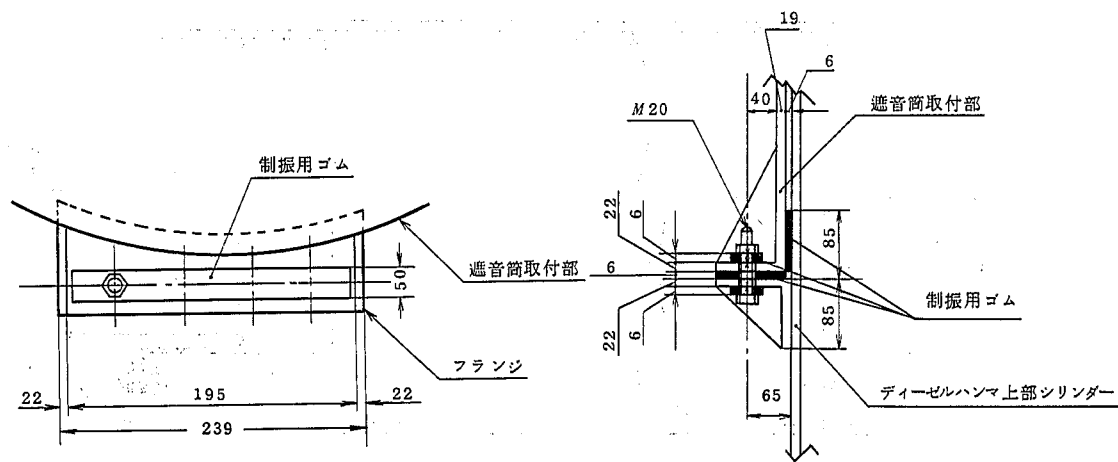


図 3 - 1 - 1 改造遮音筒全体構造図



前面側フランジ平面図 (図3-1-1C部)

フランジ側断面図 (図3-1-1C部)

図3-1-2 改造遮音筒詳細

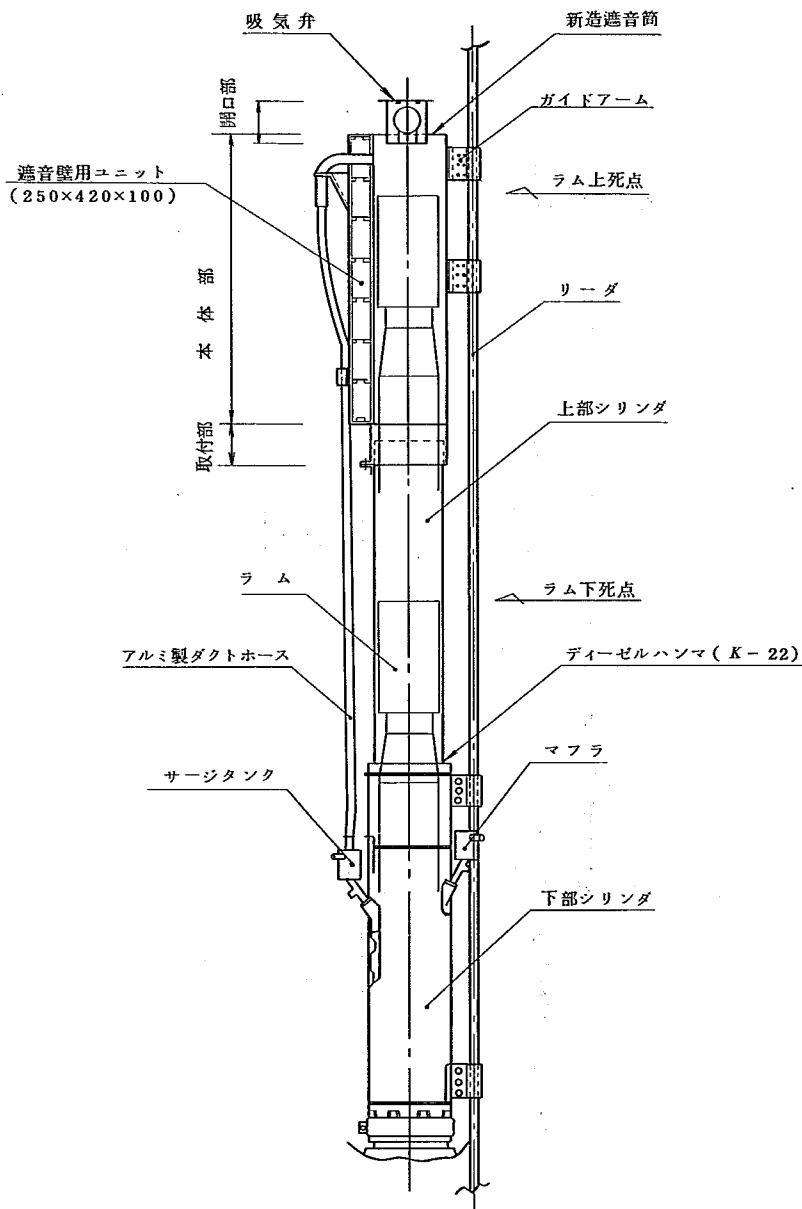


図 3 - 1 - 4 新造遮音筒全体の構造

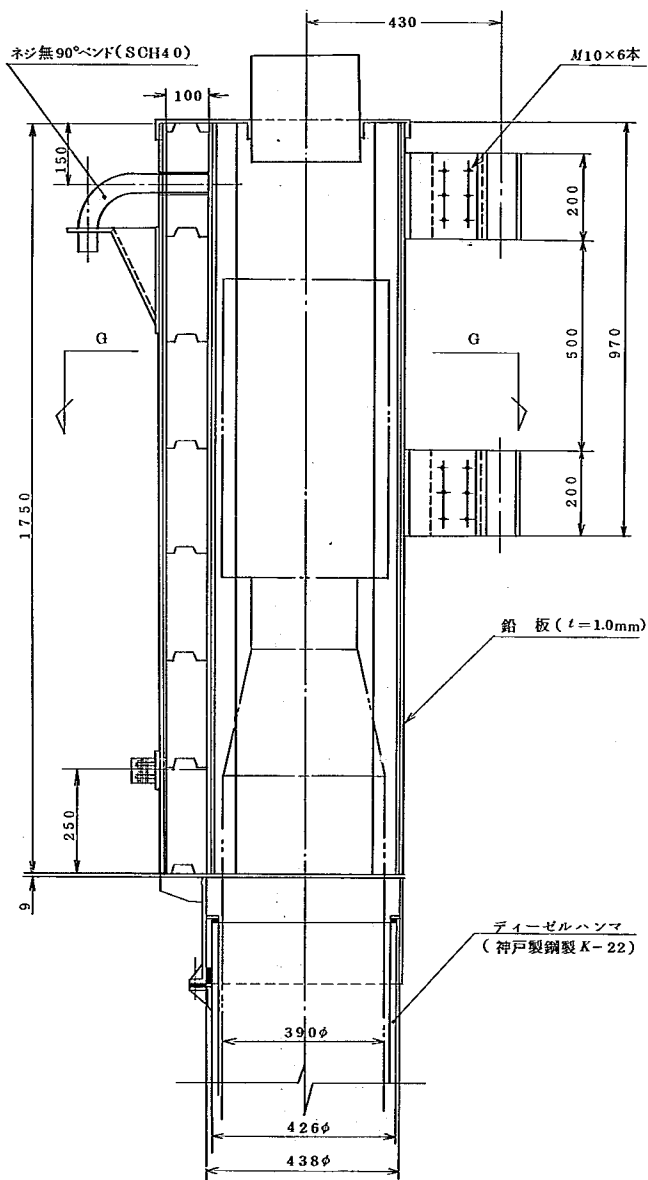


図 3 - 1 - 5 新造遮音筒側断面詳細

H_z の範囲内で 90 % 以上と高く、材料が合成樹脂系であるため重量が軽く、遮音筒の 2 次振動も発生しにくいのが特徴である。

開口部は改造遮音筒と異なり、図 3-1-6 のように外径 250 mm ϕ 、高さが 250 mm の円筒状である。開口部には弁としてボールを入れたが、ボールの径、重さ及び行程は、後述のように弁の作動に関係するので、ラム上昇による空気圧の増加などを推定して決定した。開口部の円筒状の中心軸は、リーダ中心軸 430 mm、遮音筒リーダ側背面からは、219.5 mm の位置である。遮音筒正面側の遮音筒本体部上端面から 150 mm 下で左右両端面から各々 250 mm の位置の遮音壁に 50 mm ϕ 径の穴をあけ、突出し側のバンドヘサポートを設け固定した。バンド突出し側先端からアルミ製のダクトホースをとり、ディーゼルハンマのサージタンク用マフラに継いだ。遮音筒本体部下端面から 250 mm 上ってアルミ製ダクトホースの中間サポートを取付けた。

前年度の実験では、吸気口と排気口を分離した横断掃気型の掃気方法を用いたが、この場合マフラを付けた状態での燃焼効率は向上したが、マフラのコンプレッサによる給気方式はくいの長さの変動に応じてホース長さも変えなければならないため、施工性に難点があった。またコンプレッサ自体からも騒音を発生すると考えられた。このため、横断掃気型のコンプレッサによるマフラの給気方式をディーゼルハンマ自体から給気可能な構造とした。

次に、新造遮音筒のマフラ及び吸気弁の作動原理を図 3-1-7 で説明する。

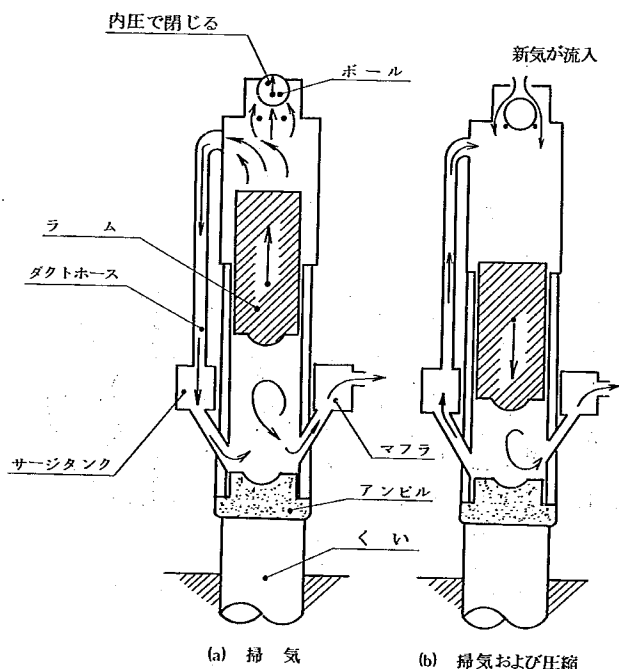


図 3-1-7 新造遮音筒のマフラおよび吸気弁の作動原理 (横断掃気型)

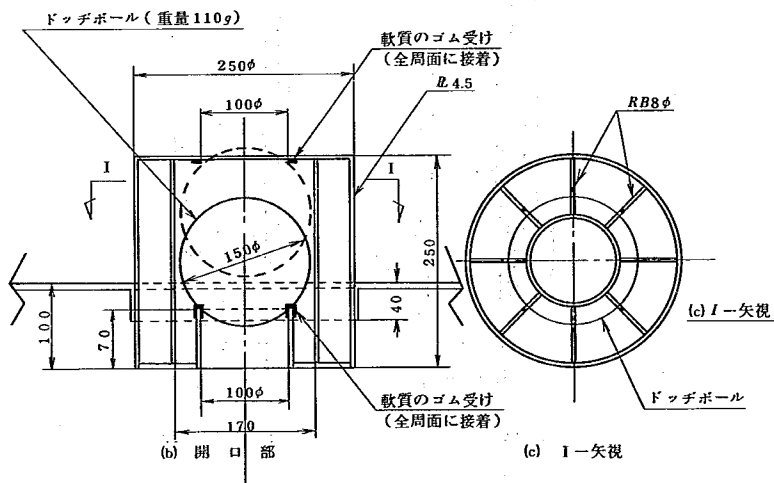
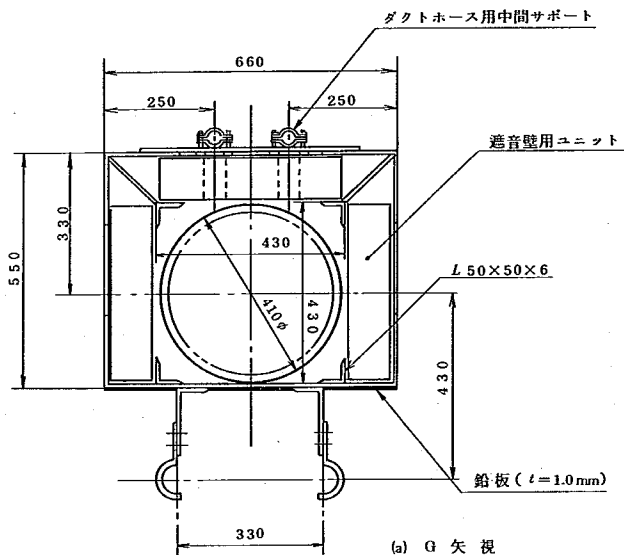


図 3 - 1 - 6 新造遮音筒詳細

(a)の掃気行程では、ラムが上昇してディーゼルハンマ内の内圧でボールが押し上げられ、遮音筒の開口部の弁をふさぐ。開口部の弁がふさがれると、圧縮された空気は、遮音壁に取付けた、90°ベンドの送気管を通り、送気ホースを通してサージタンク内に給気され、燃焼ガスが、この圧縮空気によって、マフラの排気口から排気される。

(b)の掃気及び圧縮行程では、ラムが下降し、ディーゼルハンマ内の気圧が低くなり、ボールが落下しきまより新気が流入し、次のサイクルに移る。新造遮音筒の取付部の構造は、改造遮音筒と同じである。写真3-1-2に新造遮音筒を示す。

(3) 衝撃緩衝クッション

通常ハンマとキャップおよび、キャップとくいの間には堅木を挿入している。これはハンマの打撃力によりハンマ自身の材料に損傷を与えることと、くいに打撃時の衝撃的な応力が発生することを同時に緩衝して損傷を防ぐためである。本実験では、これらの効果の他に、クッション材を使用して、打撃時の応力を緩和して、ハンマの打撃音と、地盤振動の発生を防止する対策を行った。

衝撃緩衝クッション装置は図3-1-8のように、パイルキャップの上下に、円板状のクッションを各々1枚ずつ挿入する(写真3-1-3参照)。クッションの材料はウレタンである。クッションの寸法とたて方向のバネ定数 k は、

- ① $D = 600\phi$, $h = 50\text{mm}$ で、 $k = 4.17 \times 10^6 \text{ kg/cm}$
- ② $D = 600\phi$, $h = 100\text{mm}$ で、 $k = 6.24 \times 10^5 \text{ kg/cm}$
- ③ $D = 450\phi$, $h = 50\text{mm}$ で、 $k = 1.39 \times 10^6 \text{ kg/cm}$
- ④ $D = 450\phi$, $h = 100\text{mm}$ で、 $k = 2.3 \times 10^5 \text{ kg/cm}$

の4種類である。

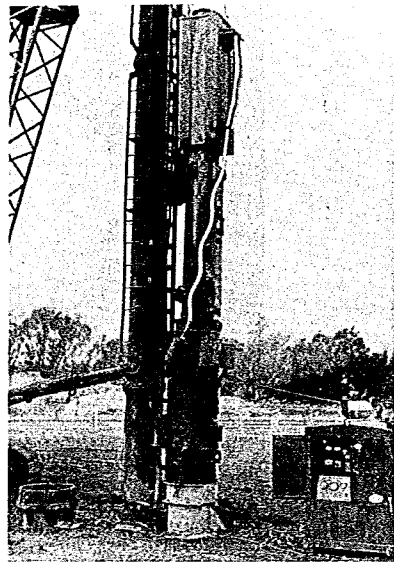


写真3-1-2 マフラを取付けた新造遮音筒

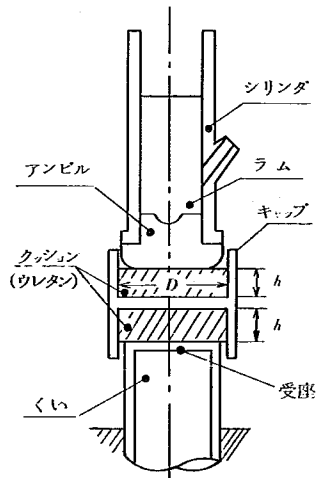


図3-1-8 衝撃緩衝クッション

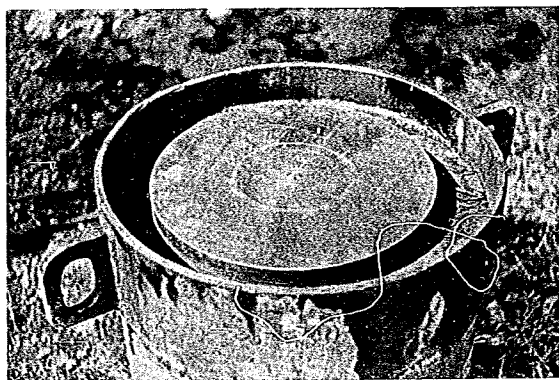


写真 3-1-3 ウレタン製クッション

3-2 実験方法

(1) 使用計測器、及び実験機器等を以下に示す。

1) 騒音計

2209型衝撃騒音計 (B&K社製) × 1台

2203型精密騒音計 (B&K社製) × 1台

2) 振動計

LP-2型振動レベル計 (ノード株製) × 2台

3) データレコーダ

DFR-4915 (ソニーマダネスケール製) × 1台

4) 動歪計

DPM6E ストレインメータ (共和電業製) × 1台

5) 周波数分析器

SA-56B型 $\frac{1}{3}$ オクターブ分析器 (リオン株製) × 1台

6) レベル記録計

2305型高速度レベル記録計 (B&K社製) × 1台

7) 電磁オシログラフ

FR-102型電磁オシログラフ (三栄測器製) × 1台

8) 供試ディーゼルハンマ

神戸製鋼製K-22型ディーゼルハンマ (ラム重量2.2t) × 1台

9) 供試ぐい

508mmφ 径 鋼管ぐい (長さ4.5m / 1本当り) × 4本

400 mm 径 PC くい (長さ 7.0 m / 1 本当り) × 3 本

10) 場 所

土木研究所構内建設機械性能試験場

(2) 測定方法

計測点の概略図を図 3-2-1 に示す。上記に示した使用計測器の中で、周波数分析器、レベル

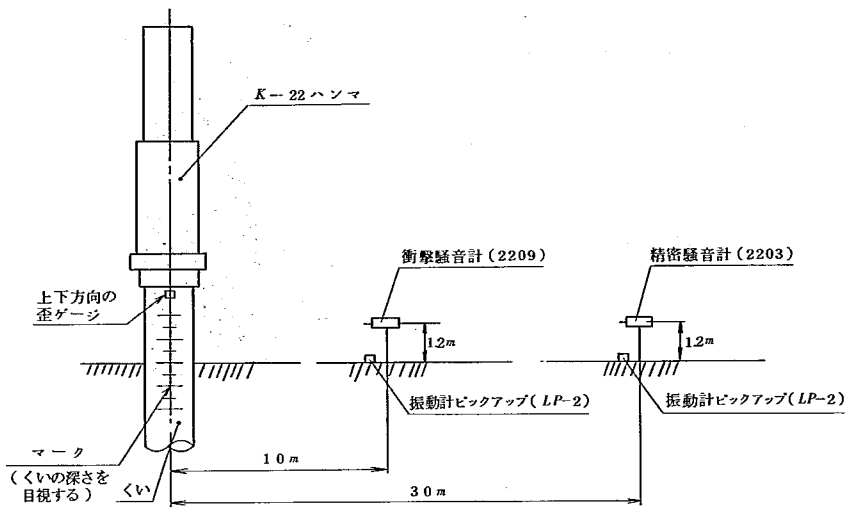


図 3-2-1 計測点の概略

記録計、電磁オシログラフは、データ解析時に使用した。又、騒音計、振動レベル計、動歪計の出力は、すべてデータレコーダに記録した。

以下に実験項目と測定方法を述べる。

1) 騒音及び地盤振動の測定

騒音の測定点は、10m地点及び30m地点の2ヶ所で、振動の測定点も同じく10m地点及び30m地点の2ヶ所とし、距離による騒音及び地盤振動の減衰を測定した。このうち、30m地点の測定は、現行の騒音規制法による工事区域境界線を考慮したもので、騒音計の地上測定高は、JISの騒音レベル測定方法に従い、1.2mとした。又、データ解析では、周波数分析を行なうので、騒音計の特性は、聴感補正回路を通さないLinとした。ディーゼルハンマは、時間に対する騒音の変動が大きいため、騒音計の動特性は、fastとした。同様の理由で、振動計もfastとした。

2) くい頭の打撃応力の測定

歪ゲージは、各くい頭より50cm下の点に取り付け、応力の主方向と一致するように、上下方向のみの歪を測定した。写真3-2-1に、その取り付け状態を示す。

3) くいの貫入深さと平均貫入量の測定

各くいには、それぞれ 50cm きざみのマークを入れて、くいの総貫入深さを観測した。又、これに平行して 1 打撃当りのくいの平均貫入量を測定するために、各くいにグラフ用紙をはり、鉛筆側を固定させた状態で、1 打撃ごとの貫入量をグラフ用紙に記入していった。(図 3-2-2 参照)

測定回数は、実験番号ごとに平均約 3 回とした。

本実験の行程を表 3-2-1 に示す。

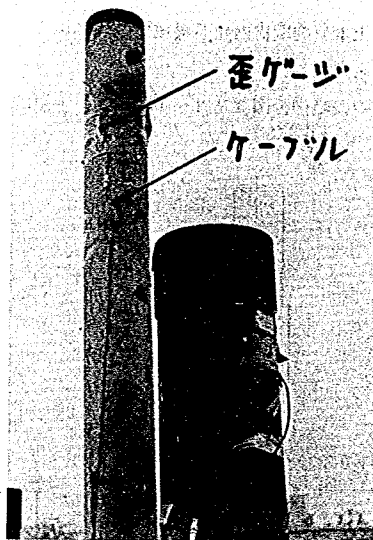


写真 3-2-1 くいに貼った歪ゲージ

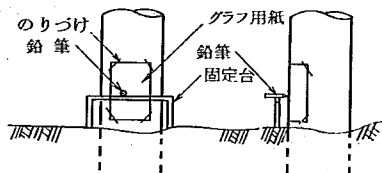


図 3-2-2 貫入量記録方法

表 3-2-1 実験条件

測定条件 条件	1	2	3	4	5	6	7	8
く い	P C	鋼管	鋼管	P C	鋼管	P C	鋼管	鋼管
クッション	—	—	$D=600\phi$ $t=50\text{mm}$	—	—	—	—	$D=600\phi$ $t=50\text{mm}$
遮音筒	—	—	—	改造遮音筒	同左	新造遮音筒 (マフラなし)	同左	新造遮音筒 (マフラあり)

3.3 実験結果

(1) 騒音対策の効果

表 3-3-1 に土木研究所構内で行なったディーゼルハンマの騒音対策実験の結果の一覧を示す。

表には、1 分間あたりの平均打撃回数と、1 打当りのくい貫入量、打撃力、打撃開始時のくいの先端の深さと、この深さの N 値を参考値として示した。図 3-3-1 には、この付近の土質柱状図を示す。この表には後述の(3)に示した理由により、衝撃緩衝クッションのデータは、 $D=600\phi$ 、厚さ 50mm のものだけ収録してある。表 3-3-1 によれば、一般に鋼管ぐいの方が P C ぐいの打撃にくらべ約 1~2 dB (リーフ、A 特性とも) 高いレベルを示すが、これは鋼管ぐいの振動により発生する騒音が大きいと思われる。この結果により、本実験の遮音筒や、くいを露出させて、くい打機だけをおお方式の防音対策方法においては、その効果に影響があるであろうことが推察される。

(2) $\frac{1}{3}$ オクターブバンド分析結果

図 3-3-2 に、無対策で鋼管ぐいを打撃した騒音と、新造遮音筒、マフラ、および、衝撃緩衝クッションを用いて騒音対策を行なったときの騒音の(ともに 30 m 地点) $\frac{1}{3}$ オクターブバンド周波数分析器による分析結果を示す。図によれば、800 Hz 以上の周波数において主な減音の効果が

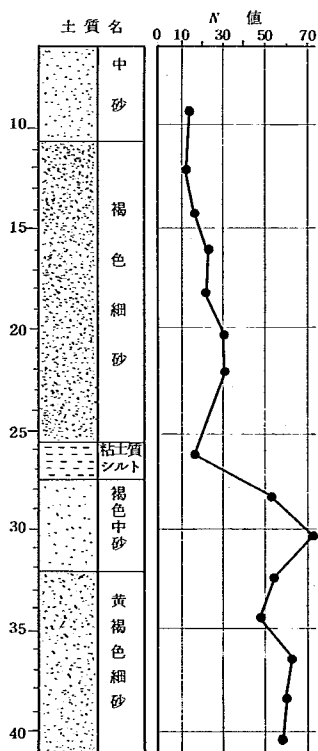


図 3-3-1 実験場の土質柱状図

表 3-3-1 総合データ表

実 験 条 件			1	2	3	4	5	6	7	8
条件又は測定項目										
く い			P C	鋼 管	鋼 管	P C	鋼 管	P C	鋼 管	鋼 管
ク ッ シ ョ ン			—	—	D=600φ t=50mm	—	—	—	—	D=600φ t=50mm
遮 音 筒			—	—	—	改造遮音筒	同 左	新造遮音筒 (マフラなし)	同 左	新造遮音筒 (マフラ付)
騒 音 レ ベ ル	10m	dB(A)	105	107	106	100	103	103	104	96
		dB(Lin)	107	108	109	104	107	107	108	102
	30m	dB(A)	100	100	98	91	92	97	97	88
		dB(Lin)	101	102	102	97	97	101	100	94
振動加速度レベル		10m	101	106	102	104	106	103	102	99
		30m	94	94	94	91	94	94	89	90
dB										
くいの打撃力を加える 打 撃 応 力 (kg/cm ²)			220	746	1077	220	1189	220	888	1035
打 始 め	く い 先 端 深 さ (m)		13.9	5.0	9.3	14.4	5.3	—	—	—
	N 値		16	—	13	17	—	—	—	—
打 終 り	く い 先 端 深 さ (m)		14.3	5.3	10.4	15.0	6.0	—	—	—
	N 値		17	—	12	19	—	—	—	—
打 撃 回 数 (回 / 分)			47	46	45	49	48	52	55	50
1 打あたり平均貫入量 (mm)			7.3	7.7	5.2	5.8	—	4.6	8.2	5.2

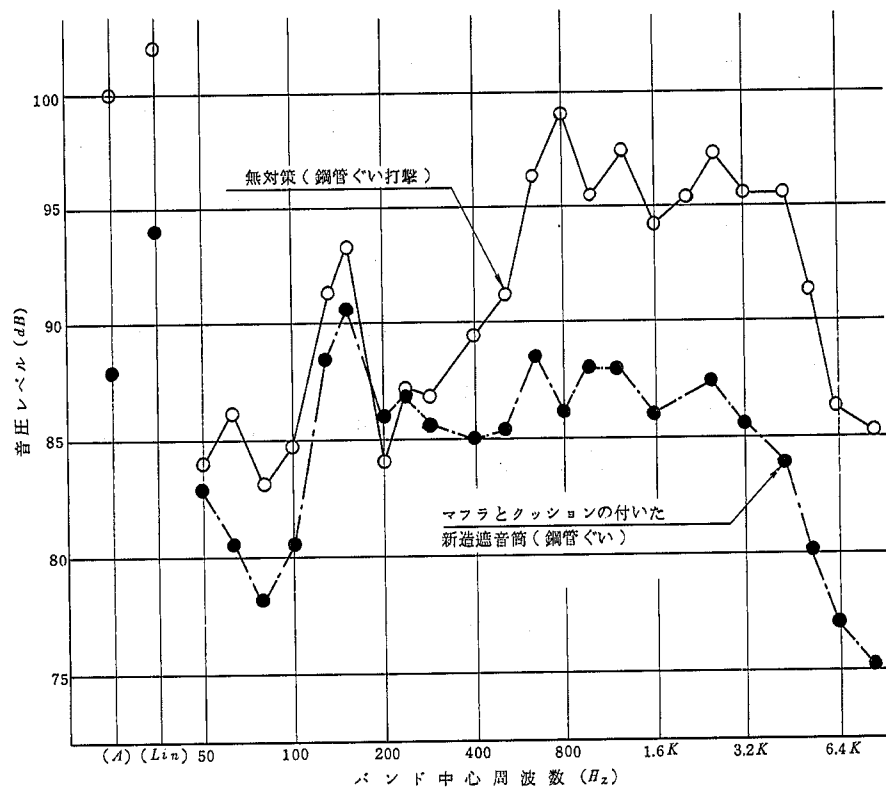


図 3-3-2 新造遮音筒を付けたハンマの周波数分析結果

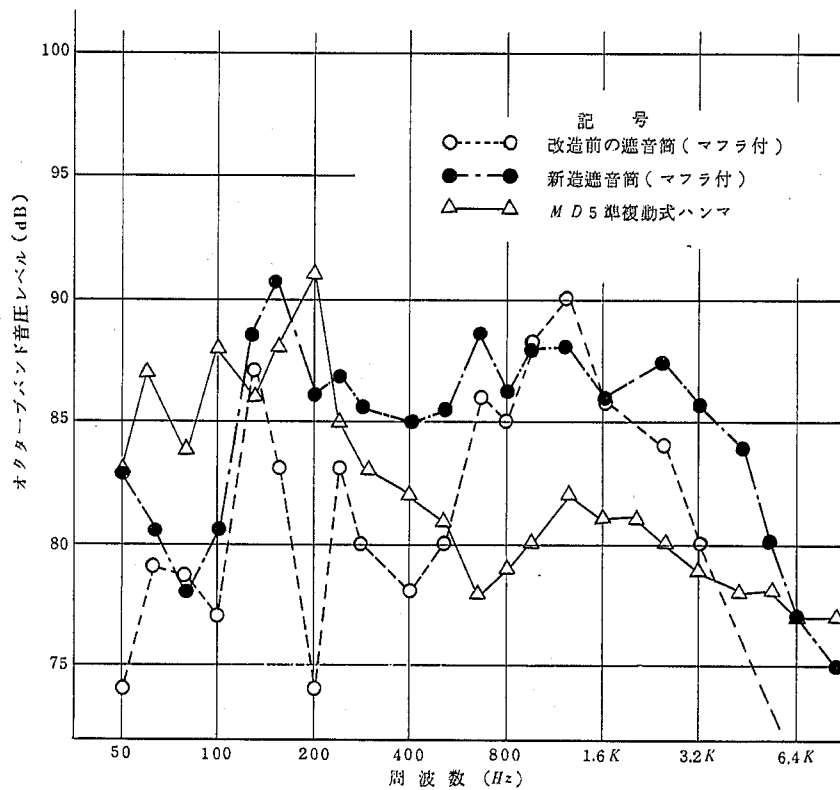


図 3-3-3 改造前の遮音筒と新造遮音筒の周波数分析結果

あったため、リニア特性に比べて、A特性の騒音レベルの減音効果が大きいことがわかる。

次に図3-3-3に、本年度使用の新造遮音筒と、昭和48年度に測定したMD-5準復動式ハンマと、遮音筒にマフラを付けた騒音対策による騒音の周波数分析結果を並記して比較した。ただし、MD-5ハンマは2.0m離れて測定したデータしか得られていないので、遮音筒との比較のために、各周波数とも1dB少なくして、3.0m地点での推定周波数特性を求めたものである。実際には、高周波成分はこの図よりやや減少が多いものと思われる。図によれば、MD-5ハンマは500Hz以上の高周波成分が3者のうちで最も小さく、これが上部シリンダの開口部を閉塞した場合の極限の効果を示すと考えられる。新造遮音筒はこれに比べると500Hz～2.5KHzの帯域の音圧レベルが高いが、改造前の遮音筒に比べるとやや低いことがわかる。全体として新造遮音筒のレベルが高いが、改造前の遮音筒が、マフラを装着したことによる打撃力の低下が新造遮音筒のマフラによるものより大きいと推定される。表3-3-1によれば、騒音対策を行なった場合、打撃応力は平均1035 kg/cm²で対策前の746 kg/cm²に比べ、かなり大きいことが示されている。しかし、衝撃緩衝クッションを付けた場合など、応力の時間変化がゆるやかな場合には、時間変化が急な場合に比べて、記録に用いた電磁オシログラフの特性で十分応答できるため、クッションを付けない場合に比べて測定値が高めになることがわかっている（次の衝撃緩衝クッションの項参照）。従って、真の打撃応力はいずれが大きいかは不明で、マフラによる打撃力の低下も明らかではないが、マフラを使用しない場合、騒音レベルの差が3.0m地点で、3dB(A)であるので、マフラによる燃焼効率の低下が大きく寄与していて、高周波の騒音の低下は、これによるものがあり、160Hz付近では、対策をしたために遮音筒の振動により同じ打撃力では騒音レベルが高くなっているとみられる。

新造遮音筒は、リーダ側の部分の厚みを十分小さくとらなかったために、ディーゼルハンマの起動装置が遮音筒の背面にあたり起動が困難となることがあり、内面でもラムが上昇する際に、遮音筒内部の構造部材と衝突しているとみられる音が発生した。マフラのダクトホースは作動中に強度不足のため、振動により破断し、作動ができなくなる、など、実用上の問題があることがわかった。

騒音レベルについても本実験では、測定の簡略化のため、ハンマの正面のみに測定点を限定したが、背面では起動装置のツメが通るためのみぞがあるので、ここから騒音がもれて、効果が低下しているものと推定される。

(3) 衝撃緩衝クッションの効果

実験では、径450φのクッション打撃の際は、図3-1-8のような受座をコンクリートの頂部に取付けずくい頭に直接クッションをおいたので、ウレタンの受圧面が狭く、応力が高いためにクッションがぐいぐい込んで緩衝効果がなかった。また、100mm厚のクッションは、後述のように打撃力が小さいので、平均貫入量が0となって打ち込むことができなかった。

衝撃緩衝クッションは、表3-3-1のように、打撃音については、ほとんど効果がなかったとみられる。振動加速度レベルは、1.0m地点で4dB低下しているが、3.0m離れた地点では、1dBの低下で、近距離に比べて遠距離における振動レベルの減少効果が少ない。図3-3-4に、無対策とクッションのみを付けたハンマで打撃した場合（行程表の2と3）の1.0m地点での

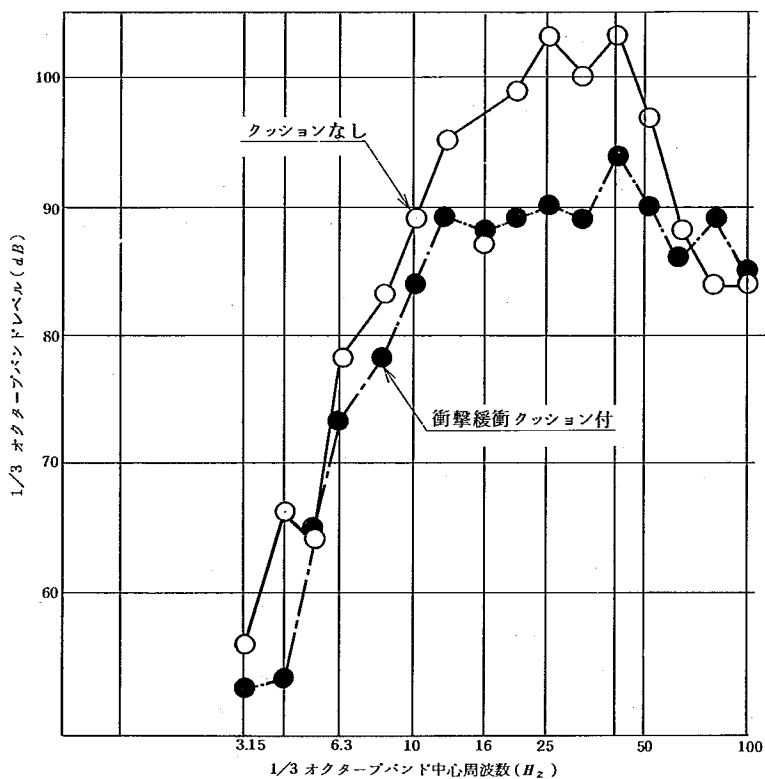


図 3-3-4 衝撃緩衝クッションの振動の $\frac{1}{3}$ オクターブ分析結果

振動加速度レベルの $\frac{1}{3}$ オクターブ分析結果を示す。図によれば、 10 Hz 以下の低周波あるいは 50 Hz 以上の高周波では、振動減少の効果が少なく、特に効果の大きいのは、レベルの最も高い $25\sim 40\text{ Hz}$ 付近で、約 10 dB 前後減少している。この帯域は、比較的高周波に属し、距離による減衰が大きいので、遠距離では、この帯域の影響が少なくなり、振動減衰の効果も減少するものと思われる。

ウレタンやゴムのような軟質の弾性材料を使った場合打撃力が弾性変形により吸収されて低下するものと予想された。そこで、クッション材料について、ラム落下エネルギー 7.5 t-m 、ラム重量 2.2 t として、クッションに加えられる打撃力と応力を計算してみた。ここでは、ラムの落下エネルギー $E = 7.5\text{ t-m}$ が、クッションの弾性変形による吸収エネルギーに等しいものとして、

(この仮定は実際にはくい貫入があるためクッション材としては危険側となる。) たわみ量 δ を

$$\frac{1}{2} k \delta^2 = 7.5 \times 10^6 \text{ kg-cm}$$

の関係より求めた。ただし k : クッションのパネ定数 (kg/mm), δ : クッションのたわみ量 (mm) である。打撃力 F は, $F = k \delta$ (kg) により求められる。結果を表 3-3-2 に示す。この値は通常の D 22 級ハンマの打撃力の 200 ton と比較すると非常に大きく, クッションの許容応力

表 3-3-2 衝撃緩衝クッションの推定打撃力

D (mm)	h (mm)	たわみ量 (mm)	ひずみ (%)	打撃力 (t)	クッションの応力 (kg/cm^2)
450	50	10.0	20.0	1400	880
	100	25.5	25.5	587	370
600	50	6.0	12.0	2500	885
	100	15.5	15.5	962	342

をこえ, 破壊するものと予想された。実験では $D = 600 \phi$, $h = 50 \text{ mm}$ のクッションでは表 3-3-1 のように平均 203 t で計算値の約 $\frac{1}{12}$ 程度であつて, 応力は, 17.9 kg/cm^2 であるから, ウレタンの使用限界の 80 kg/cm^2 に比べると十分低く, 歪も使用限界の 20% より小さいので安全であつたが これは, 計算では打撃によるくい貫入を想定していないためと考えられる。

次にクッションを用いない場合 (行程表の №2) とクッションを用いた場合 (行程表の №3) との応力の時間的変動の例を図 3-3-5 に示す。図では, クッションを付けることにより衝撃的な応力が緩和され, ゆっくりと応力が変化してゆくことがわかる。この図から, クッションを用いない場合と用いた場合の打撃のエネルギーを比較した。図のように, くい貫入している有効時間 t を (a), (b) とともに $2.1 \times 10^{-2} \text{ sec}$, この間のくい貫入速度 v は一定であるものとする。表 3-3-1 により, (a) の場合, 1 打当りの平均貫入量は 7.7 mm であるから, 貫入速度 v_a は,

$$v_a = 7.7 \text{ mm} / 2.1 \times 10^{-2} \text{ sec} = 36.7 \text{ cm/sec}$$

同様に, (b) の場合, 平均貫入量 5.2 mm に対し, $v_b = 24.8 \text{ cm/sec}$, 打撃総エネルギー U は, 打撃力を F として,

$$U = \int_0^T F v dt = v \int_0^T F dt \quad (v = \text{一定})$$

であり, この式の積分は, 図 3-3-4 の面積であつて,

$$\int_0^T F_a dt = 1338.2 \text{ kg sec}, \quad \int_0^T F_b dt = 1935.3 \text{ kg sec}$$

である。従つて打撃に実際に使用されたエネルギーは,

$$U_a = v_a \int_0^T F_a dt = 0.491 \text{ t} \cdot \text{m}$$

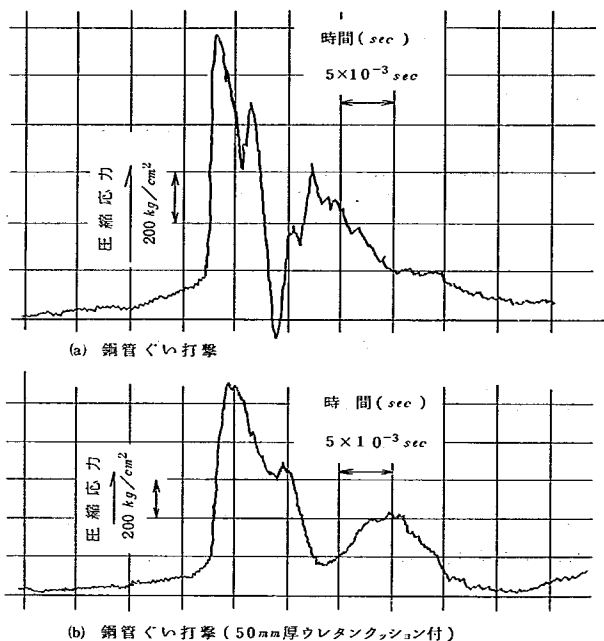


図 3-3-5 くい打撃の応力の変動

$$Ub = v_b \int_0^T F b dt = 0.48 \text{ ton} \cdot \text{m}$$

となり、この差は2.24%とわずかである。従って50mm厚のクッションを使用した場合は、くいの打ちこみに使われる打撃のエネルギーはほとんど変わっておらず、しかもクッションを使用することにより、打撃のエネルギーが時間的にゆるやかに変化することがわかった。100mm厚のクッションでは、打ち込むことができないことから、クッションには、弾性定数との関連で、使用できる厚さの限度があることがわかった。

耐久力については、ウレタンクッションが発熱、又は応力により損傷するまで打撃を行なって試験する予定であったが、クッション用のキャップが打撃中に破損したために、ゴムの損傷まで至らなかった。この間の総打撃数は約800回であった。打撃後のクッションは明らかな損傷がみられなかったので、耐久の限度は不明であった。従来、のゴム製クッション材では打撃数200回以内で発熱、あるいは、打撃応力により破壊したと報告されているので、これらに比較すると良好な耐久性を示したといえる。これは主として、許容応力の高いウレタンを使用したこと、クッションの厚みを増

して、打撃の振動のストロークを増したこと、および、図3-1-8のように受座において、クッションの受圧面積をくいの断面積にほぼ等しく取ったことなどによると考えられる。

次に、発熱の問題について検討してみる。発熱解析のモデルを図3-3-6のように、アンビルを上方に、キャップを下方にしてクッションがはさまれている状態で圧縮変形がなされるものと仮定した。圧縮の変形量は表3-3-2の $D=600\phi$ 、 $h=50\text{mm}$ のときの変形量を用いて6mmとし、変形のくり返し振動数を60cpmと仮定する。この時の温度分布の計算結果を図3-3-7

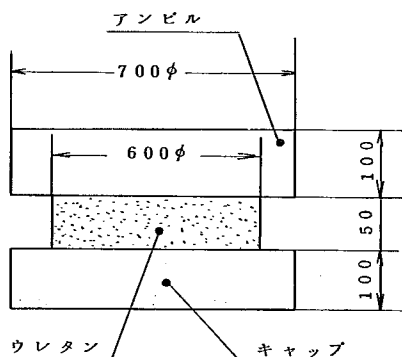


図3-3-6 クッションの発熱解析のモデル

に示す。これによれば、ウレタンの周辺部で最高温度に達し、 $T_{\max}=920^{\circ}\text{C}$ 、これはウレタンの使用限界の温度の 80°C を大きく越える値である。ところで、最高温度 $T_{\max}$ は歪 ϵ 、振動数 f に対して、 $T_{\max} \propto \epsilon^2 f$ である。実験において推定された打撃力と、計算値の打撃力との比により、

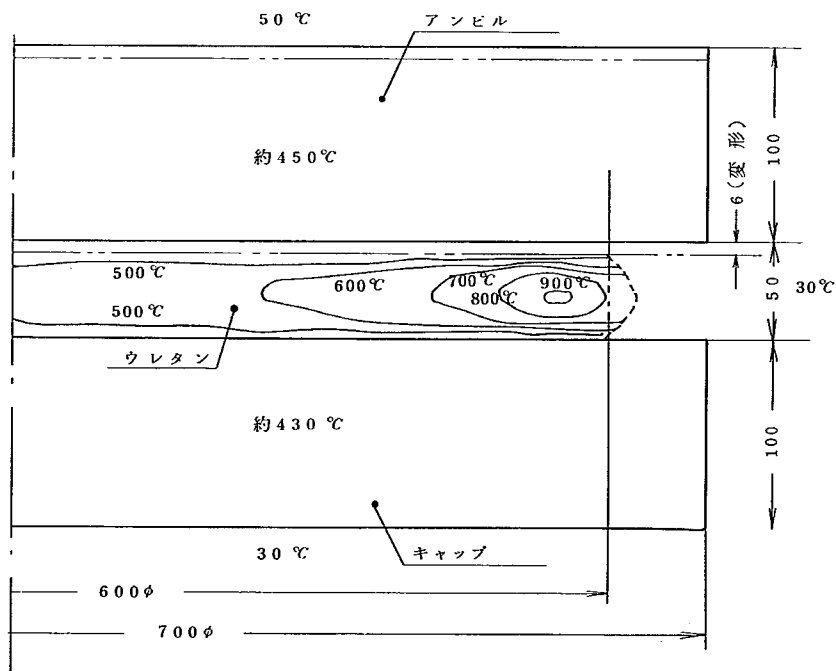


図3-3-7 ウレタンクッションの熱分布

歪は、実際には2.87mm程度であると推定され、打撃回数は表3-3-1により、40.5 cpmであるので、最高温度は

$$T_{\max} = 613 \times \left(\frac{2.87}{6}\right)^2 \times \frac{45}{60} = 105.5^{\circ}\text{C}$$

に達するものと予想される。これは、打撃により飽和する温度であって、この温度に達するには1時間以上かかるものと予想されるので、本実験の程度では破壊しないものと考えられる。

応力の測定に関しては、歪ゲージにより測定した記録を、データレコーダを用いて再生する場合、再生の際にテープスピードを遅くすると直接再生をしたときより大きな値を示すことがわかった。ウレタンクッションを用いた場合にはこの変化は少ないが、通常の打撃ではかなり変化するので本実験における打撃応力の測定値を直接比較することは問題であろう。原因は、記録に用いる電磁オシログラフが(ガルバノメータの特性にもよるが)数百Hz以下の再生に適しており、直接再生では衝撃値の高周波成分を記録できないためと考えられる。過去に公表されているディーゼルハンマの打ちこみ試験でも、歪ゲージの測定値を真値とした測定がおこなわれていることが多いようであるが、一考を要するところであろう。

4. 防音シートカバーによるディーゼルハンマの騒音対策

4.1 防音シートカバー概要

建設省広島国道工事事務所より、土木研究所機械研究室に、ディーゼルハンマの騒音対策方法の検討の依頼があったので、機械研究室では、防音シートカバー案を提出した。これに基づき、広島国道工事事務所では、防音シートカバーを製作し、西広島バイパス高架橋基礎工事に使用し、中国技術事務所と機械研究室が共同して、この工事の騒音の減音効果を測定した。

使用したくいは、径 500 ϕ 、長さ 10 m の鋼管ぐいである。工法はアースオーガとディーゼルハンマー（神戸製鋼製 K 35）の並用機で、オーガにより深さ約 10 m の穴を掘削し、ここにくいをたてこんだ後に、全長 3 m のやつとこをくいの上についで、くいの先端が深さ約 13 m になるまで打ち込むものである。

(1) 防音シートカバーの構造

カバーは、図 4-1 のように、バイルドライバーのリーダーと、アースオーガを除き、ディーゼルハンマーとくいをおおう。平面形は、1.53m $\times$ 2m（強度部材の中心間距離で）の長方形であるが、アースオーガ側のかどは、オーガ本体に接触しないよう切り欠いてある。全高は、12.5m で、カバー下部には、水平方向に直径 15 cm の円筒形の送気口があり、この送気口よりブローでハンマーの排気ガスを掃気す

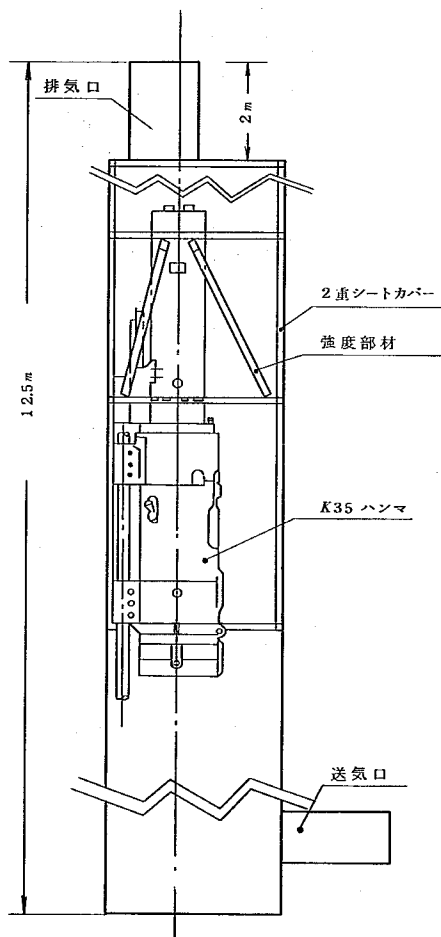


図 4-1 防音シートカバー

する予定であったが、これは使用しなかった。カバーの頂部には、高さ2 m、550 cm 角の矩形のハンマーの排気ガスの排気口がある（写真4-1参照）。排気口内を起動装置の吊りワイヤが通る。

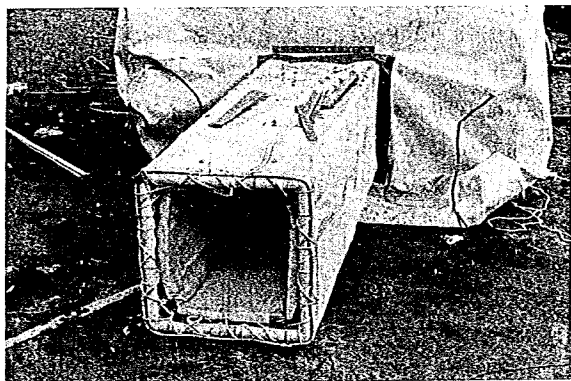


写真4-1 防音シートカバーの排気口

カバーの強度部材は鋼管で、この鋼管を、ハンマーのシリンダに溶接して剛結する予定であったが、ハンマが予定のものから変更されたため、剛結できなかった。

強度部材の骨組みの上に、遮音用のおおいとして、シートを用いた。シートは、厚さ1.2 mmで、ビニロン織布を芯材とし、金属粉を配合した層を両面に積層し、さらに表面を特殊塩化ビニールで仕上げてある。この材料は、遮音性は、金属に比べて低いが、重量が 3 kg/m^2 と軽く、施工が容易となる。遮音性能の向上を図るため、全体をシートの2重張りとした。なお、シートの内側には吸音材を貼っていない。

この構造では、カバーと、リーダには、すきまがあきやすいが、このカバーでは、図4-1のように、シートをリーダ側に余分に延長して、シートの弾力性によりすきまをふさぐ構造とした。カバーの下端は、ハンマの下端より約4 m垂れ下るようにした。これは、ヤットコを用いると、ハンマは高さ3 mから地面に接触する間に主に打撃することになるので、この間にシートと地面のすきまが開かないように考慮したものである。（次頁参照）

(2) 防音シートカバーの施工

写真4-2に、鋼管ぐいを打撃中の防音シートカバーでおおったディーゼルハンマを示す。図4-2に、防音シートカバーとアースオーガ並用機による鋼管ぐい打撃の手順を示す。(a)で、アースオーガにより、深さ10 mの穴を掘削し、(b)で、ハンマを用い鋼管ぐいをたてこむ。(c)では、ぐいの上に、ヤットコを載せる。(d)では、シートカバーをトラッククレーンを用いて、ハンマをカバーし、この状態で、ディーゼルハンマを始動し、ぐいを打撃する。打ち始めの際のぐいの沈下量は、カバーのすそを開けて測定する。本来は、行程(b)で、すでにカバーをハンマに固定する予定であっ

たが、前記のようにハンマへのカバーの固定ができなかったので(d)のように、トラッククレーンを用いた。カバーをハンマに固定した場合には、カバーの排気口よりくいの吊りワイヤを通し、常時カバーを付けておく予定であった。

4.2 防音シートカバーの騒音測定

(1) 防音シートカバーの騒音測定

防音シートカバーの騒音の測定点を図4-3に示す。工事現場の周囲は、シートでかこわれている。騒音の測定点は、A、B、Cの3点とし、各々の測点に指示騒音計（リオンNA10）を1台と精密騒音計（B&K 2203型）を1台おいたが、NA10はA特性で測定し、B&K 2203型は周波数分析をおこなうためLin特性で測定した。

測定点の選択は、現場がシートでおおわれており平坦でないので不規則な配置となった。測点A

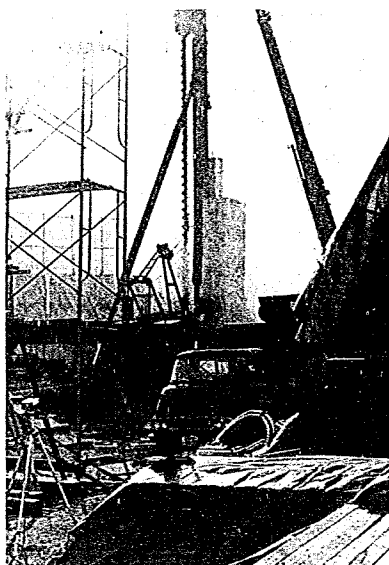


写真4-2 作業中の防音シートカバー

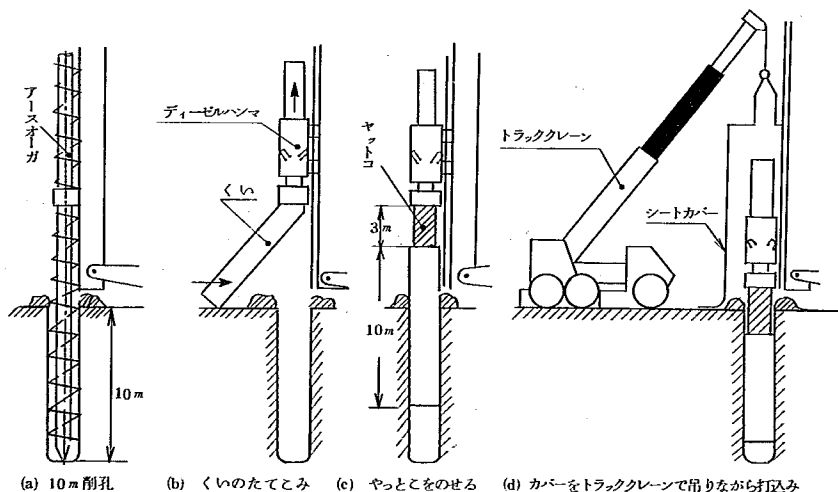


図4-2 防音シートカバーの施工

はハンマより約30m離れたシートの囲いの開口部付近で、測定点Bは、シート付近で、ハンマより約10m離れた地点である。C地点は、民家のたっている方向で、シートの外で、ハンマから約24m離れ、現場とは、シートの囲いと道路をはさんでいる。

(2) 防音シートカバーの効果

各測定点での防音シートカバーを使用した場合と、使用しない場合の騒音レベルを一覧にして表4-1に示す。Lin特性では差は少ない。A特性で比較すると、カバーによる減音効果はA地点で5dB(A)、B地点で6dB(A)、建築用のシートでへだてられたC地点では最も減音が大きく10dB

(A)の効果が得られた。A地点はハンマより30m

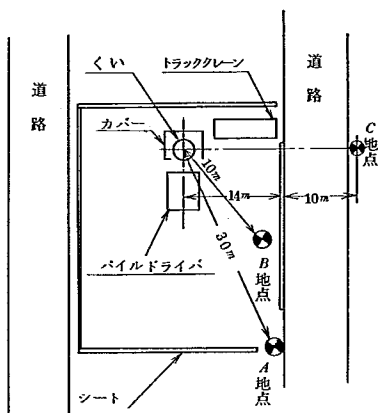


表4-1 防音シートカバーの効果

条 件 測 定 点	カバーなし		カバー付き	
	d B(C)	d B(A)	d B(C)	d B(A)
A	104	103	103	98
B	106	105	105	99
C	101	196	100	86

離れ、C地点に比べ遠いにもかかわらず騒音が大きいのは、シートが測定点の背面にあり、音が反射したためと考えられた。

図4-4に防音シートカバーの騒音を $\frac{1}{3}$ オクターブ分析した結果を示す。このデータは、C地点のカバー付とカバー無しの特性を比較したものである。図によれば、315Hz以上の低周波ではカバーの有無にかかわらず、周波数特性は変化していない。500~4KHzの周波数で減音が10dB前後あり、これによりA特性の騒音レベルの減少が大きくなっている。全般に125Hz以下の低周波が非常に高いレベルを示すが、これはヤットコを使用していることによるものと推定されるが、あきらかではない。

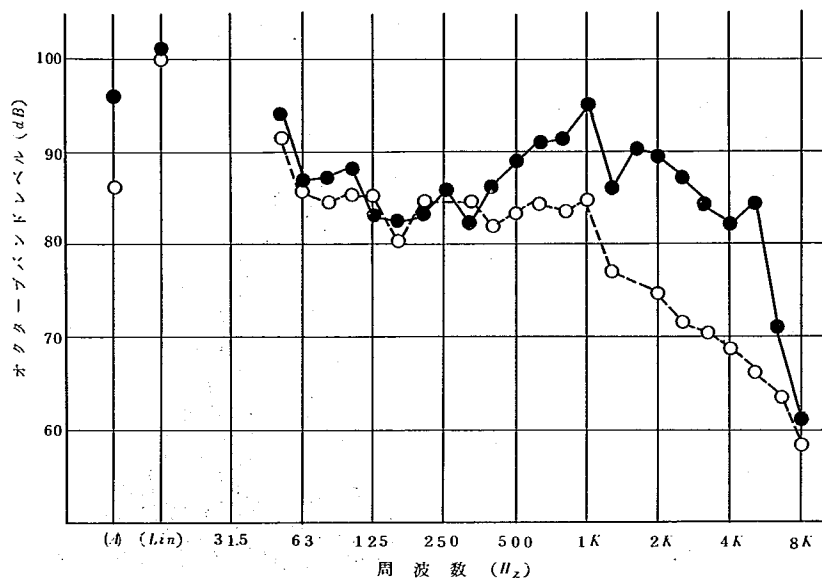


図4-4 防音シートカバーの騒音の周波数特性

5. 公害対策型くい打機文献調査

5.1 ディーゼルハンマの防音装置

本項では、既製くいの打ちこみ工法の防音対策のため開発されたディーゼルハンマの防音装置について紹介する。ディーゼルハンマの防音装置はかなり以前から試みられており、本項で紹介するものは過去に実験され中止されたものから、現在計画中のものまでふくまれている。

(1) ヘッシュの減音タワー

写真 5-1-(1)にヘッシュ (Hoesch) の減音タワーを示す。このカバーはドイツのくい打会社ヘッシュ社が開発し、ディーゼルハンマやエアハンマの防音に使用するもので、1972年のハノーバ国際見本市に出品されたものである。

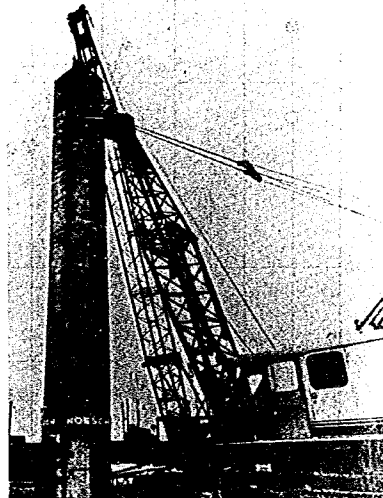


写真 5-1-(1) ヘッシュの減音タワー

このタワーは高さ約 18 m、1 辺が約 2 m の 8 角形の断面をしており、壁面は、鋼板に、制振材を貼ったうえに、ポリウレタン発泡材で吸音の効果をねらった複合材構造になっている。カバーの重量は非常に重いものと推定され、このため施工にあたっては、パイルドライバの他に、クローラクレーンを用いてタワーを吊り、リーダ支柱、ハンマ、をおおい、くいの建てこみは、前面にある扉を油圧ジャッキにより開けておこなう。(図 5-1-(1)(a)参照)

くい打機の全体をおおうので効果は大きく、図 5-1-(1)(b)のように、デルマック D 12 ハンマによりシートパイルを打ち込んだ例では、カバーより 7 m 離れた地点で、28~31 dB(A)の減音効果を得ている。このカバーの短所は重量が重く、クローラクレーンを別に 1 台使用しなければならないため、狭い場所での施工が困難なこと、くいのたてこみの際にはカバー前面の扉を開けなければならないこと、打撃の様子が見られないこと、くいの最終貫入量の測定は別に工夫を要すること、などであろう。

(2) 鋼管杭協会式防音カバー

鋼管杭協会が、既製くいの打ちこみ工法の騒音対策を目的とした防音カバー開発小委員会を設けて昭和 47 年より研究を続けているもので、ヘッシュの減音タワーとほぼ同型式の作業機の全体をおおう方法で開発を進めているものである。

昭和 48 年に、ディーゼルハンマの騒音の計測がおこなわれ、翌年には、ディーゼルハンマと、リーダおよびくいの全体をおおう方式の実験のため、図 5-1-(2)(a)のような定置式の防音カバーを製作して効果を測定した。写真 5-1-(2)参照 このカバーは、型钢のフレームに、遮音壁用の

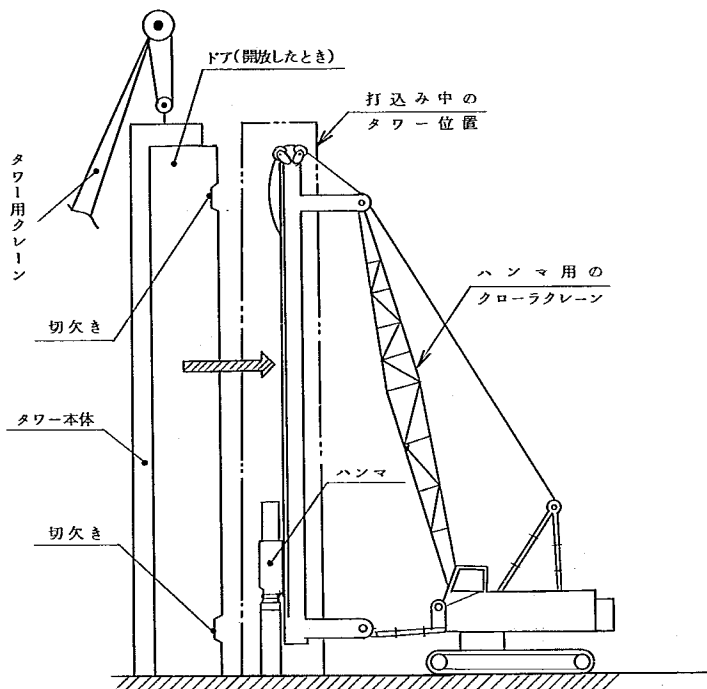


図 5-1-(1)(a) ヘッジの減音タワーの施工

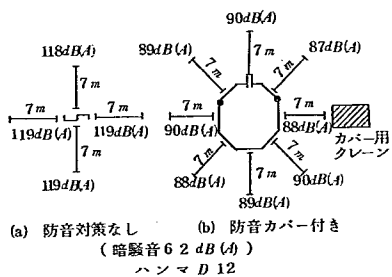


図 5-1-(1)(b) ヘッジの減音タワーの効果

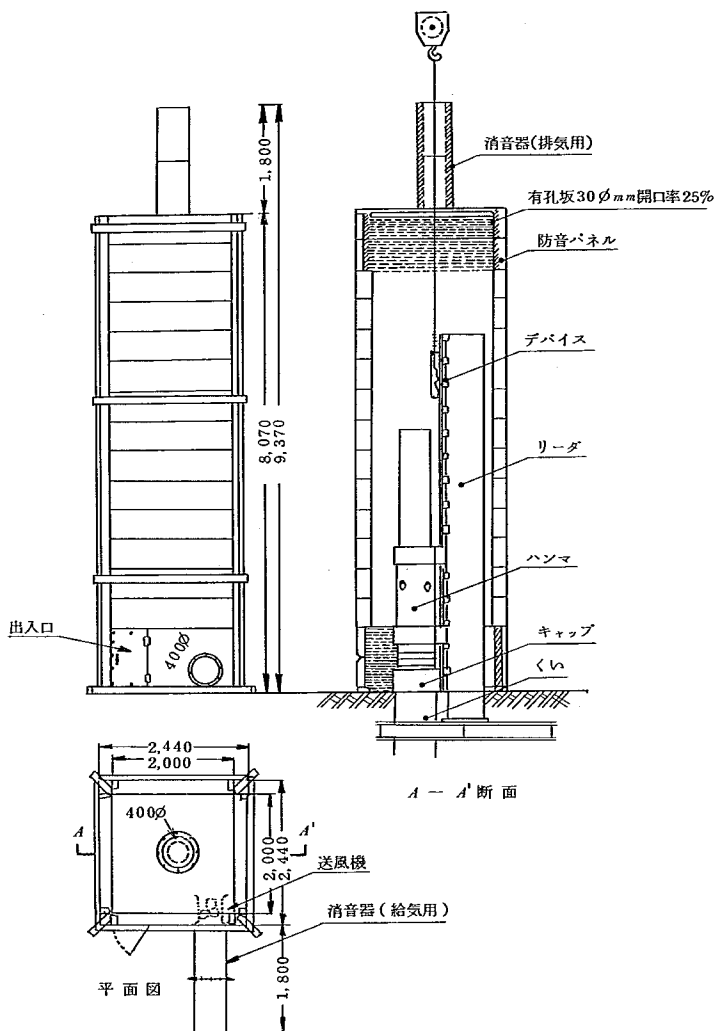


図 5-1-(2)(a) パネルカバーの構造

防音パネルを組みこんだ構造である。リーダーは、試験用であるので、くいとともに地中に埋めこまれて自立している。起動用デバイスは、排気用消音器の開口部を通るワイヤにより作動する。ハンマは神戸製鋼所製のK32型で、くいは径800φの打ちどめぐいであった。このくいは、ほとんど地上に露出していない。全密閉式であると、ハンマへの給気と、排気ガスの掃気が問題となるが、このカバーにおいては内径400φの内筒形の消音ダクトを取付けた送気用のブローで、カバー下部より新気の供給をおこない、カバーの頂部には、長さ1.8m、内径400φの排気用の消音器を取付けてある。主要な部材が鋼板製なので、全高が約8mと低いにもかかわらず総重量は5tとかなり重い。

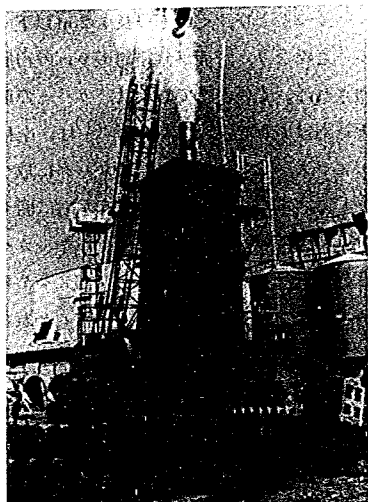


写真5-1-(2) 鋼管杭協会式パネルカバー

騒音の測定の実験の結果は、同一のハンマを用いて実験して、カバーの無い場合、ハンマから30m離れた地点で102dB(A)であった騒音が、カバーを使用した場合には72dB(A)となり、30dB(A)の減音効果があった。この効果は、ハンマやリーダーなどの音源より振動の絶縁が完全におこなわれ、ほぼ全閉に近い条件でおこなわれているので、全体をカバーする場合の可能な減音の極限に近いものと思われる。

この防音パネルによるカバーは理想に近い条件で実験が行われたので、同小委員会では、自走式バイルドライバに搭載が可能で、くいのたてこみ、うちこみなどの実際の工事に使用できる防音カバーを設計中である。

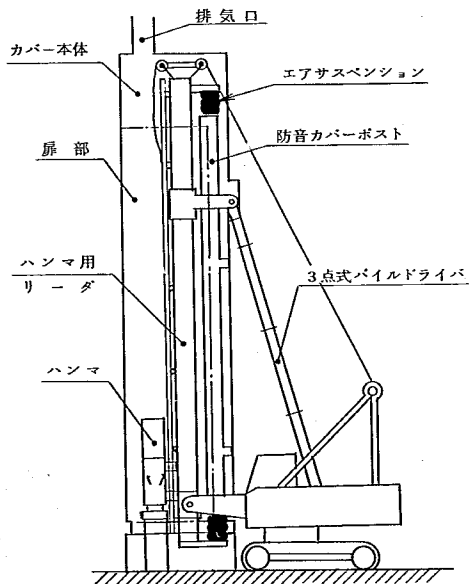


図5-1-(2)(b) 防音カバー構想図

設計中の実用全体防音カバーは、図5-1-2(b)のようにリーダのバックステーをのぞいた、リーダ、ハンマおよび、くい（全長12m以下）の全体をおおうものである。形状はさきの防音パネルカバーと異なり、断面が直径約1.5mの円形で、全長はくいをおおうため、20mを超えるものと予想される。くいのたてこみは、カバーの前半面をエアシリンダで操作されるほぼ全長にわたる観音扉をあけておこなわれる。カバーは、全体が防音カバー用ポストに支えられており、このポストがエアサスペンションを通じてリーダにつけられていて、くい打機の振動をカバーに伝えない構造としてある。カバーの下端は、左右に開くが、地盤の高さにあわせてスライドすることができる。排気ガスの掃気方式は前記の防音パネルカバーと同型式のものである。重量は、寸法が大きいため、さきの防音パネルカバーの5tを超えるものと思われる。効果は、重量の軽減のため、外板を厚くできないことと、実用上の考慮がはらわれるためさきの30dB(A)を若干下まわるものと思われる、施工上にも問題点が予想されるが、日本で初の完全密閉式のディーゼルハンマ用防音カバーとして、成りゆきが注目される。

(3) MDパイル工法

MDパイル工法は、昭和44年頃に旧富士製鉄（現在の新日鉄）が開発したもので、試験的な工事ばかりでなく、実際の現場でも使用された実績があるが、ディーゼルハンマの温度上昇をまねくこと、施工に時間がかかることなどの原因で現在は使用されていない。（写真5-1-3参照）

構造は図5-1-3のように、4角形の断面をしており、上端は開放で、下端は、くいとの間をシートでおおっている。全長は約4.5mある。消音用外壁は、アスベストボードと鉄板の間にグラスウールを挿入した吸音構造としてある。

装置全体は、バイルドライバのリーダにガイドにより固定されている（図の外側リーダ）。ディーゼルハンマは消音用外壁に取付けた内側リーダにより支えられている。従って装置とディーゼルハンマは打ちこみの際一体となって下降する。消音用外壁の内面でハンマの排気を直接受ける部分は、外壁をオイルと排気熱から防ぐため鋼板製の給排気防御板を取付けている。ハンマをおおった場合には、排気ガスが充満しハンマの温度が上昇するため、左右に1個づつブローを取付けて新気供給を行っているが、実際にはブローの容量が不足していた模様である。

くいの建て込みは次の順序で行う。くいにロープをかけてハンマの下まで引きよせ、ロープをくい頭より約1mのところにつけかえてくいをほぼ垂直に立てる。ハンマと装置の下端をくい頭より



写真5-1-3 MDパイル工法

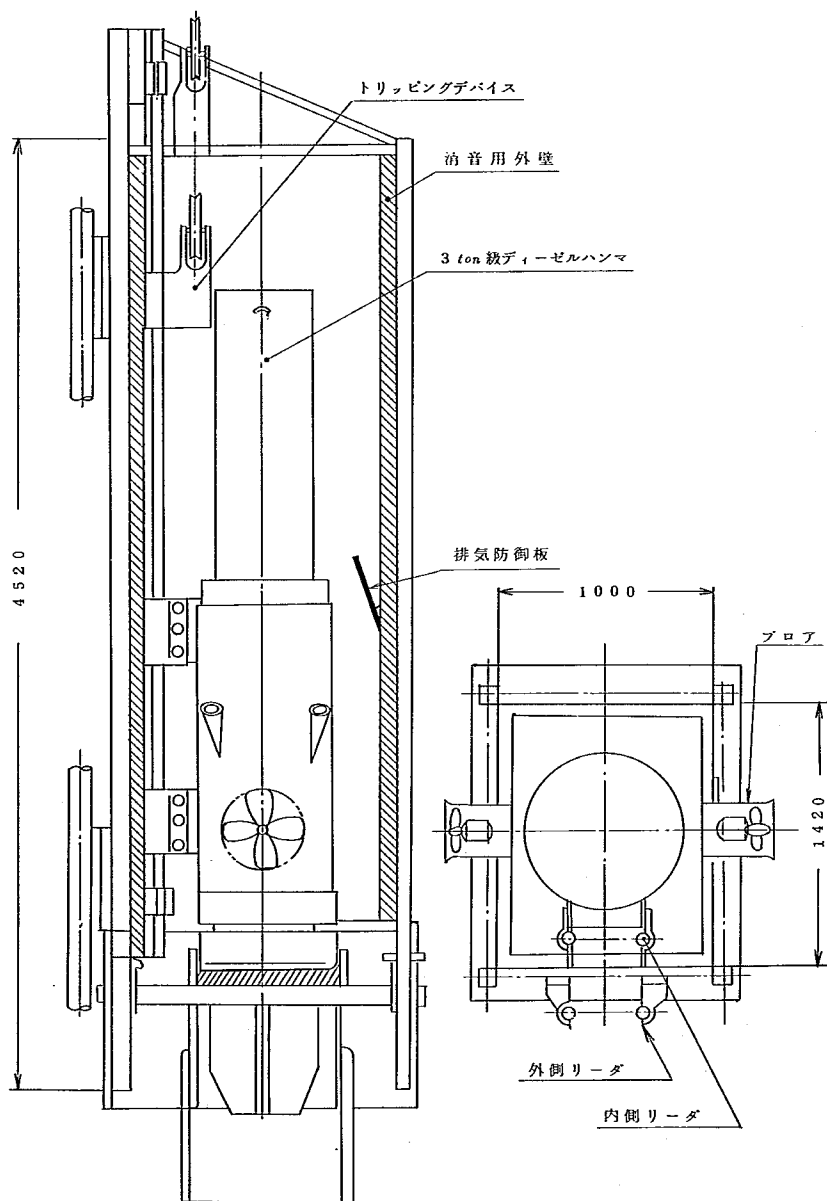


図 5-1-(3) MDパイル工法

やや高めに上げておいて、くい頭をハンマのキャップの位置にあうようにロープを操作する。ハンマと装置と同時におろしてハンマにくいをセットする。次にくいの鉛直度を調整しながら打ちこむのである。

三菱重工製M32を用いて、径500φの鋼管ぐいを打ちこんだ工事では、根入れ長24～34mにおいて、30m地点で85dB(A)であり、MDパイル工法を使用しない場合に比べて7dB(A)の減音効果があった。このときの周波数分析の結果によれば、高周波で減音があり、150Hz以下の低周波域では音圧レベルの低下がほとんどないことがわかっている。MDパイル工法はさらに改良されて試験をした。このときは径400φの鋼管ぐいをM32で打ちこんだ。根入れ長40～42mで、30m離れた地点で、83dB(A)であり、MDパイル工法を使用しない場合に比べて10dB(A)の減音効果があった。このときは、くいの径と根入れ長が第1回目の実験と異なるので両者の比較は困難である。この形式は、くいのたてこみ方法を除いて機械化協会式防音カバーと同様で、上端の開放部と、くいの部分からの音の放射があるものと思われる。

(4) ハッシュ工法

イギリスの建設業者が、開発したもので、ハッシュの減音タワーと同じく、くい打機の全体をおおう型式のカバーである。これは、ウィルソンレポートが、騒音レベルを、15m離れた場所で、70dB(A)以下と規定したことに對して開発されたものでハッシュ工法又はハッシュリグ（略してHリグ）と呼ばれている。

最初に製作された装置は、写真5-1-1(4)に示すようにハッシュの減音タワーと同じく、クローラクレーンでカバーの頂部を吊る型式で、くいは、全長20mまでのくいを使用できるようになっている。カバー全体は地上に敷かれたレールの上ののって移動する。くいのたてこみは、前面の視音扉を開けておこなわれる。このカバーを使用して、10時間あたり平均11.7mのくいを6～8本打ちこんだと報告されている。使用されるハンマは、落錘重量3.5tまでの機械である。防音の効果は、機械より15m離れた地点で、扉を開けたときに88dB(A)であるのに対して、扉を閉じると68～70dB(A)に減音させることができたと言われている。

第2号機は、英国鉄道の要求に応じるため、24mの長さまでのくいの打ちこみが可能な大きさに製作された。なお本機は内側にリーダを装備しているのでハッシュのタワーのように専用のクレーンを必要としないが、軌道上に装置を乗せて使用しなければならないが、これに代えて、図5-

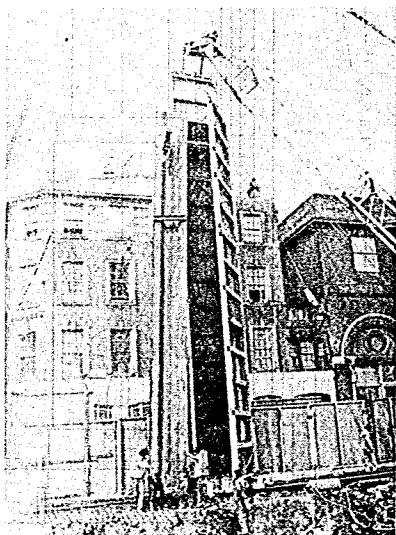


写真5-1-1(4) ハッシュ工法

1-4)のようにカバー下部にクローラを取り付けて、完全な自走が可能にした機械も計画中のようである。なお、さきのハッシュ工法のカバーを使用した場合、本体や付属装置などをふくめた施工の経費はカバーをうけない場合に比べて15%増すだけであると製造業者は称しているが、このときの施工の量と、施工能率などについては不明である。

(5) 建設機械化協会式防音カバー

日本建設機械化協会が東京都公害研究所の委託により昭和43年から45年にわたり、ディーゼルハンマの防音カバーを研究、試作した。

実験されたカバーは、D22級のディーゼルハンマを対象としている。図5-1-5)のように、外形は高さ約4m、直径約1.2mの円筒形のものである。(写真5-1-5)参照)カバーの外板は厚さ約3.2mmの鋼板製で、吸音材として厚さ100mmの不燃ウレタンが内張りされている。カバーの上端は開放してある。リーダ取付金具を含む防音カバー全重量は約1.5t。

ハンマガイドは、ハンマとリーダの間が大きくなるように延長し、この中間にカバーが固定されている。支柱は、カバー外に露出し、ハンマとくだけをおおう。カバーは、左右2分割になっており、全体が扉として開き、ここからくいを建てこむ。カバーの開閉とロックは地上の作業員が手動でおこなう。

防音効果の実験は防音カバーの効果と実用性を改良して、3回おこなわれており、第1回は、カバー付で84~88dB(A)(30m地点)で、6~9dB(A)の減音、第2回はカバー付で91dB(A)(30m地点)で、1~2dB(A)の減音、第3回は、カバー付で89~92dB(A)(30m地点)で3~5dB(A)の減音効果を得ている。

このカバーは、ハッシュの減音タワーに比較し 写真5-1-5) 建設機械化協会式防音カバー

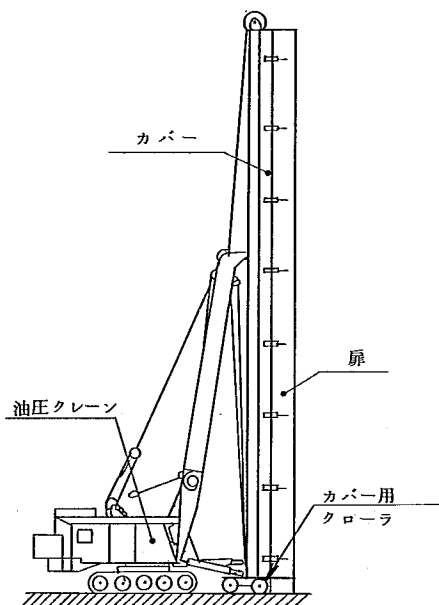
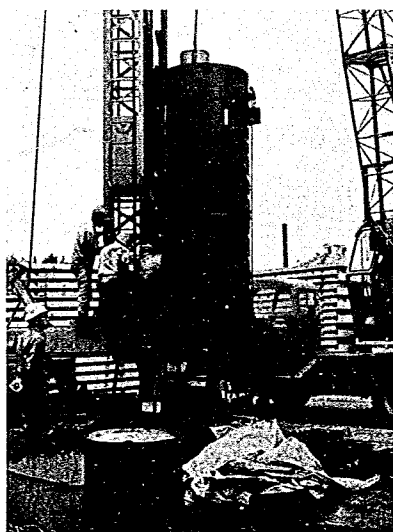


図5-1-4) ハッシュ工法の構想



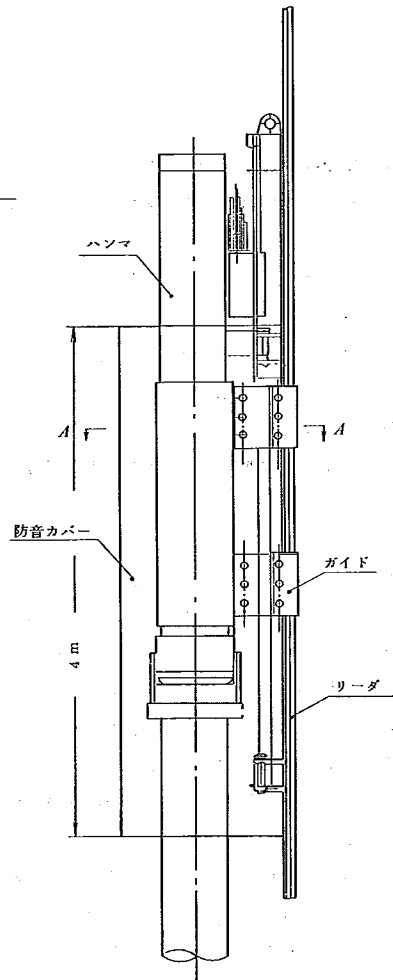
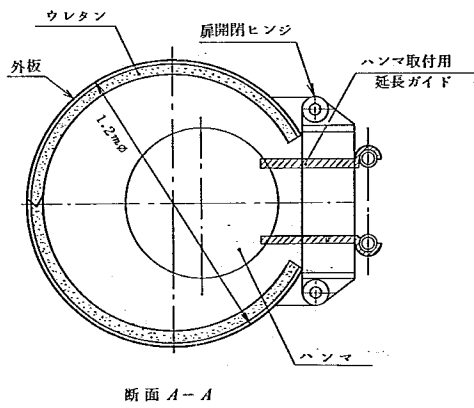


図 5-1-(5) 建設機械化協会式防音カバー

て効果が少ないが、これはカバーの上下が開放してあること、カバーとリーダとを固定しているの
で、カバー自体が振動して2次音を発生することなどによるものと考えられる。施工性についても、
実験時に評価をおこなっているが、これによれば、施工能率の低下はカバーを付けた場合、時間の
比率で約30%能率が低下した。

(6) 石川島播磨重工製遮音筒

石川島播磨重工製遮音筒（以下IHI遮音筒と
よぶ）は、昭和42年に、ディーゼルハンマの防
音対策の可能性をテストするために製作された試
験機であって、その後、実際の現場での使用や、
改良などはおこなわれていない。

構造は写真5-1-(6)に示すように、直径約
1.8 m、全長約5.7 mの完全な円筒状をしており、
各種の実験をおこなうために長さ4.2 mの上部筒
と、1.5 mの下部筒に分かれている。下部筒は開
放されており、上部筒の上端は約半分閉じている。
上部筒は吸音材を使用しておらず、下部筒だけ吸

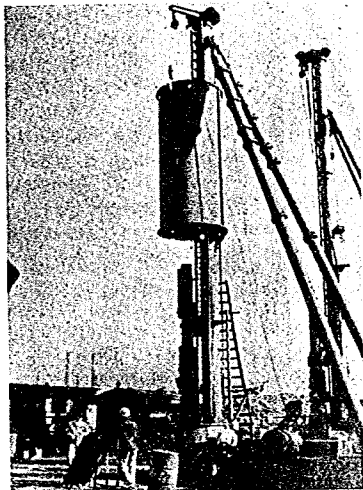


写真5-1-(6) 石川島播磨重工製遮音筒の構造

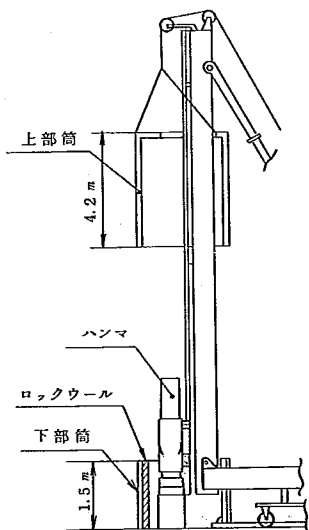


図5-1-(6) 石川島播磨重工製遮音筒の構造

音材としてロックウールを取付けることができる
ようになっている。

IHI遮音筒による実験は、図5-1-(6)のよ
うに遮音筒を上下させたり、下部筒にロックウ
ールを取付けるなど条件を変化させて、各種の測定
をおこなっている。当然のことであるが、最大の
減音効果は遮音筒で全体をおおったとき得られ、
30 m離れた地点で約12 dB(A)の減音効果があつ
たが、ロックウールを付けた場合の差は、10 m
地点で約1 dB(A)、20 m地点で約3 dB(A)の差
があるのにもかかわらず、30 m離れた地点での
差がほとんどみられなかった。なおこのとき使用
したのはラム重1.2 tのディーゼルハンマで、く
いは打ちどめの状態、遮音筒のないときの30 m
地点での騒音レベルは93 dBであった。

(7) アイケン式ディーゼルハンマ防音装置

アイケン工業が昭和49年に開発したもので、ディーゼルハンマを対象としている。現在、防音効果の測定や、改良を行っているようである。(写真5-1-(7)-(a))

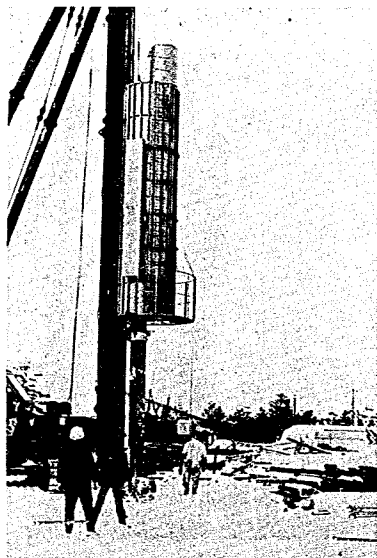


写真5-1-(7)-(a) アイケン式ディーゼルハンマ防音装置全景

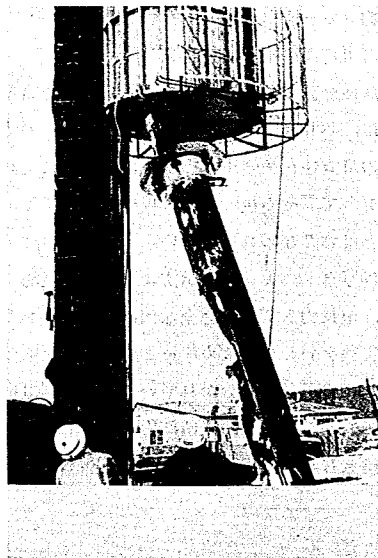


写真5-1-(7)-(b) アイケン式防音装置のくいのたてこみ状況

特色は、ディーゼルハンマ本体だけを円筒上のカバーでおおい、くいは露出しているが、頭部は排気口を除き全閉し、下部もくいに合わせたふたで密閉されていることである。ヘッシュの減音タワーなどでは、くいの建てこみは、ドアを開放して行すが、この防音装置では、写真5-1-(7)-(b)のようにくいの断面に会わせてアタッチメントを用いて、装置の下部よりくいを建てこんで、下部をふさぐ。形状は外径1.6m長さ8.5mの円筒状であり、外板は0.3mm厚の亜鉛びき鉄板で、内側に制振のための6mm厚のゴムと、吸音材として、12mm厚のウレタンスポンジが内貼りされている。(構造の概要を図5-1-7に示す。)

施工は、打ちこみ前に防音装置をハンマに取りつけておき、くいに底板を取りつけて、くいを建て込んだのちに底板を装置に固定後、打撃を開始する。打撃の際は、ハンマとともに装置は降下していく。

効果はD22ディーゼルハンマで、H鋼を打ちこんで、10mで、91dB(A)、20mで84dB(A)、30mで82dB(A)という数値を公表しているが、カバーをしない場合の騒音レベルや測定の条件は不明である。

このカバーでは、くいが頭部を除き全体が露出しているので、PGくいのように、くい自体の振

動による騒音の発生が少ない場合と、鋼管ぐいの場合では、効果に差があるものと思われるが、総重量が2トン以下と軽いことと、施工が容易であることは大きな利点であると思われる。現在さらに改良を計画中である。

(8) デマークBB-1500

ベルリンのデマーク圧縮空気技術有限会社は、ベルリン市の地下鉄工事において、昼間作業ができないため、夜間作業の騒音対策として、ブロンズブロックBB-1500と呼ばれるくい打機の防音装置を開発し、夜間のくい打作業をおこなった。

BB-1500は、鋼管杭協会が開発中の防音カバーとほぼ同型式であり、カバーはハンマと一体にクローラークレーンに搭載されている。全高はドア部分だけで図5-1-8のように17.5mあり、リーダの傾斜は、クレーンに取り付けられたエアシリンダにより調整できる。断面は図のように1.3mの角形で、内側に角パイプのリーダがくみこまれており、リーダの背面は遮音用の鋼板でおおっている。背面をのぞく、全面が左右2分割の観音扉になっており、ドアの開閉は、左右のエアシリンダによりおこなわれ、開放部分よりくい

がハンマにとりこまれる。カバーの頂部は開放されているが、この型式では閉鎖することも容易であると思われる。騒音はハンマより7m離れた地点で81~86dBときわめて低く、我国のように30m地点で規制される場合には、これより平均12dB減衰すると推定されるので、69~74dBとなると推定されるが、BB-1500を用いない場合の騒音レベルは不明である。

5.2 騒音振動対策型くい打機

本項では、既製ぐいの打ちこみ機械として開発されたくい打機で、一般に使用されている、ディーゼルハンマ、ドロップハンマ、振動くい打機などと形式が異なりとくに低騒音低振動型くい打機として開発された機械または将来この方向に発展する可能性のある機械について紹介する。

(1) ドーソン・インパクトハンマ

イギリスのドーソン社により1975年に、低騒音振動ハンマが発表された。この機械は現在生産用の原型機の実験が終了し、生産を開始したとのことである。(写真5-2-(1)参照)

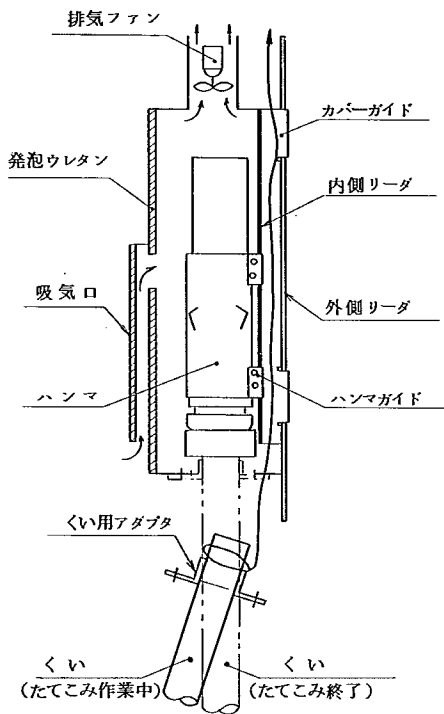


図5-1-7 アイケン式ディーゼルハンマ防音装置の構造

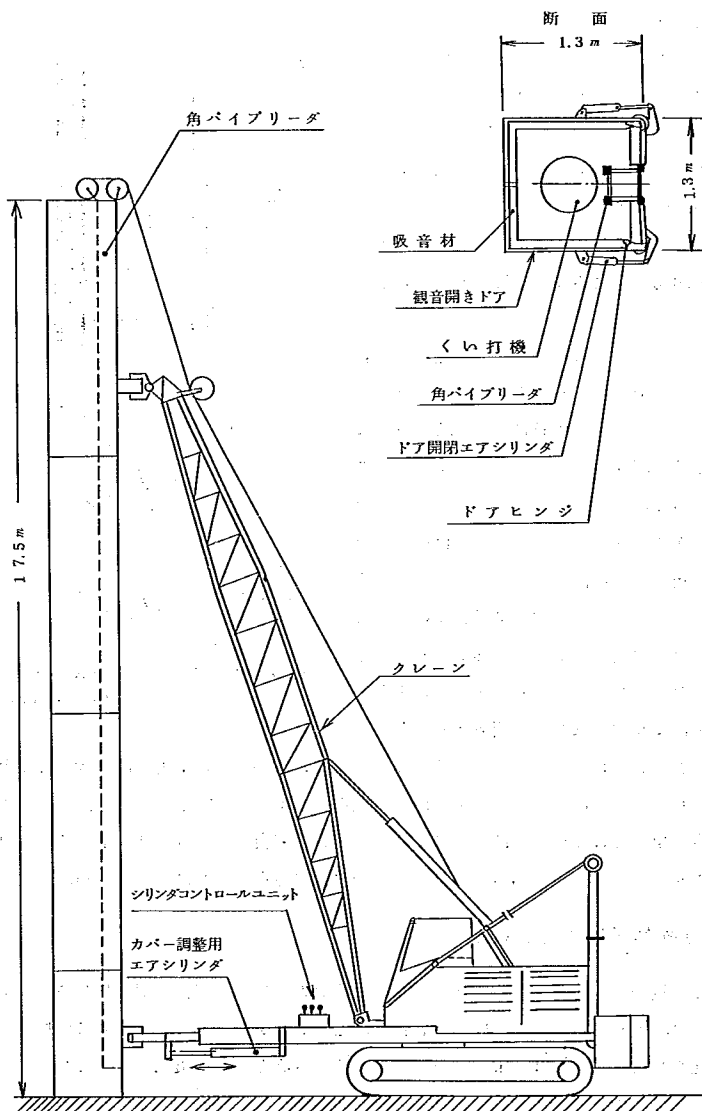


図 5-1-(8) デンマーク BB-1500

構造は、アンビルの上面に、特殊な 125 mm の厚さの受座が取り付けられており、ハンマとラムのシリンダの間には、50 mm のスペースがあり、ここにポリエチレンがうめこまれていて、これらの構造により騒音や地盤振動を低減させている。ハンマのシリンダは直径が 800 mm あり、この中に、5 t のラムとアンビルが組みこまれている。ハンマとアンビルはともに铸铁製であるが、これは一般に铸铁は鋳鋼より打撃時の振動の減衰が大きいので、铸铁の使用により振動や騒音を減少させることをねらったものである。ハンマの本体にはナイロン製のローラが取付けられており、これがガイドにかみ合うようになっていて、ハンマはくい上に乗っている。

騒音は 15 m 離れた地点において約 70 ～ 80 dB 程度であり、地盤振動についても、効果があるとされているが数値は公表されていない。打ちこみの対象としては、シートパイルや鋼管ぐいなどの支持ぐいの打ちこみも可能なようである。本機は発表がなされたばかりで動力源や施工方法の詳細については不明な点が多い。

(2) BVS-1 自由スプリング振動くい打機

ソ連において研究開発が行われているもので特殊な構造により、くいに縦方向の振動ばかりでなく、打撃も加えることができ、このため打ち込み性能全般が向上された。(写真 5-2-(2)参照)

バイブレータ本体は、図 5-2-(2)のように縦方向には、くいとは結合されておらず、スプリングを下方向に適当な力で引いている。バイブレータが振動を開始し、自重とスプリングの張力の和に、バイブレータの上方向の加振力が打ち勝つと、バイブレータは、くいから離れ、下方向に振動力が加わるとき、くいに衝突し、打撃力を与える。このバネによる下方向の張力は、打ち込み能力が最大になる最適な大きさがあることが解析的に明

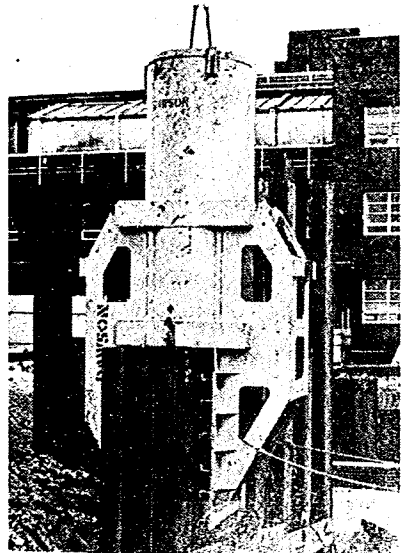


写真 5-2-(1) ドーソンインパクトハンマ

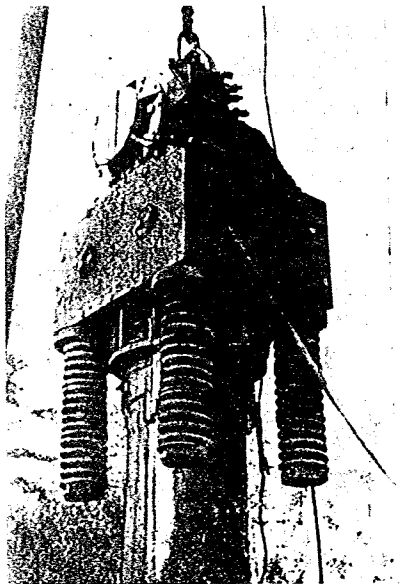


写真 5-2-(2) BVS-1 自由スプリング振動くい打機

らかにされている。このため地上では、打ち込み条件に合わせて最適な力でスプリングに張力を与えるウィンチを使用しなければならない。BVS-1 振動くい打機を用いて鋼管ぐいを打ちこんだ場合、後述の5-2-8項の形式のインパクトバイブロに比較しても、約30%の能力が向上したと報告されている。

(3) PVN-1 上下一回転振動くい打機

(2)のBVS-1 ハンマと同様にソ連で実験中の振動くい打機で、騒音対策を主目的とせず、振動くい打機の能力を向上するためのものである。

(写真5-2-2(3)参照)

この振動くい打機の特徴は、通常は、上下方向の加振力によりぐいを打ちこむ形式が多いが、この機械では、図5-2-3のように、縦振動ばかりでなく、同じ振動数で、くいを中心とした回転の方向にも振動を加えて、くい周辺の摩耗を減少させることができる。

この形式の振動くい打機の試作機として、PVN-1 が製作された。試作機は、径400φまでの円形断面で長さ18mまでのぐいの打込みを目的としている。

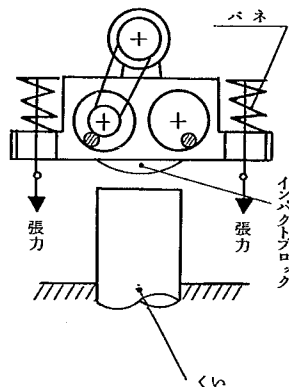


図5-2-2(2) BVS-1 自由スプリング振動くい打機

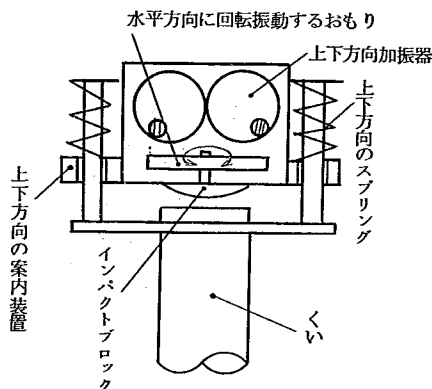


図5-2-3(3) PVN-1 上下一回転振動くい打機

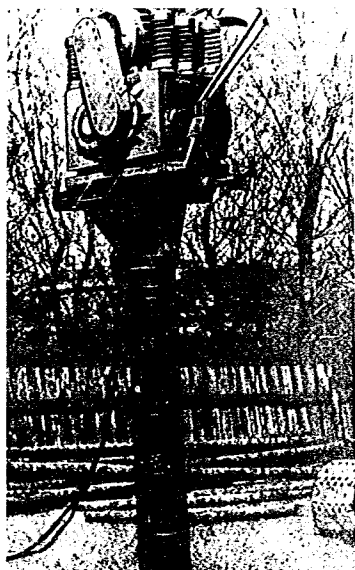


写真5-2-2(3) PVN-1 上下一回転振動くい打機

主な仕様は、

電動機総出力 60 kW

上下方向振動機 トルク 7 t-cm

回転方向振動機 トルク 9.6 t-cm

自由振動の際の上下方向振動の振巾 32 mm

振動数 420, 520, 600, 645 rpm

バネ定数 59, 154, 250, 345 kg/cm

打撃部重量 3.6 t

装置総重量 7.6 t

試作機は 426mm ϕ 径の鋼管ぐいを軟弱な粘土層から、しまった砂まで各種の土質条件で打ちこんだところ、平均打ちこみ速度は 0.8~1.5 m/min (ぐいの先端深さ 18 m で) であった。

なおこの形式の振動くい打機では、矢板や鋼管矢板のように断面が完全な円形をしていないものについては打ちこむことのできない欠点がある。

(4) ソニックパイルドライバ

ソニックパイルドライバは、米国カリフォルニア州の G・ボーダイン氏の発明によるもので、最初ロードアイランド州の G・L・ギルド建設会社が製造権を得て開発をおこなった。

通常の形式の振動くい打機は 500~2000 rpm 程度の回転数で運転され、このうちで低周波と高周波とに区別されているが原理的な相違はない。原理的には振動周波数の違いにより、サブソニックとソニック式に分類され、サブソニック式とは、打ちこまれるぐいの軸方向の 1 次の固有振動数より十分低い周波数で振動するので、ぐいは力学的には剛体として扱うことができる。ソ連が世界で最初に開発したバルカの振動くい打機はこの形式であり以後の振動くい打機も大部分が同様である。振動の周波数は 6~45 Hz (360 rpm~2700 rpm) である。

ソニック式とは、打ちこまれるぐいの軸方向の 1 次以上の固有振動数と一致して運転するものでこの形式に属する機械は、ソニックパイルドライバしかない。

ソニックパイルドライバの原型は、戦車用の出力 500 PS のガソリンエンジン 1 基を搭載していた。振動数はエンジンのスロットル弁により調整でき、100~150 Hz (6000~9000 rpm) の可変式であった。ガソリンエンジンを搭載していたのは、運転中にぐいの固有振動数にあわせて回転数を調整する必要があり、電動機にくらべ、大出力でも回転数の調整が容易であるためと推定される。

現在のソニックパイルドライバは写真 5-2-(4) のように、同じガソリンエンジンを使用しているが、1 基から 2 基に増設されていて、さらに大直径のくい打ちこみのために出力を増加する目的であろう。ソニックパイルドライバは昭和 47 年に建設機械製造業者の手により日本にも導入され、打ちこみ性能とともに騒音と地盤振動の計測もおこなわれたが、打ちこみの際に、くい打機とくいと連結部分に亀裂を生じ打ちこみが困難になる場合が多いといわれ、現在日本で使用されているものはない。

(5) 複次振動数くい打機

米国の Army Material Command Laboratory の R.K. Bernhald が、複次の振動数をもつ振動くい打機について説明しているが、実用機としては、ソ連の BJI-4 型および、BJI-5 型などが知られている。通常の振動くい打機と異なり、振動数の異なる数種のパイプレータを同期させて、打ち込み又は打撃の力を増そうとするものである。

複次振動数くい打機は、概念的には、2 次のものから無限の次数のものまで考えられるが、ここでは 2 次の振動数くい打機について説明する。装置は図 5-2-(5)(a) のようにシステム I とシステム II の 2 組の振動機からなり (n 次振動数くい打

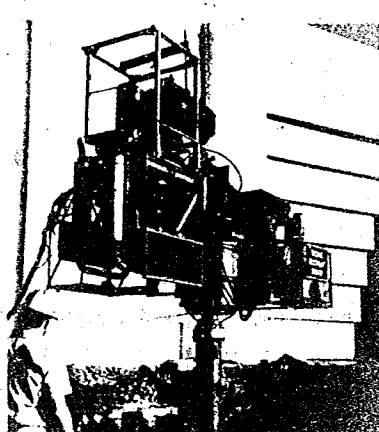


写真 5-2-(4) ソニックパイルドライバ

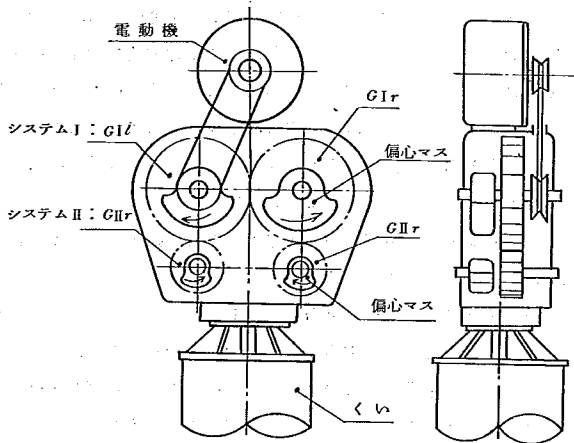


図 5-2-(5)(a) 2 次振動数くい打機の構造

機では、n 組の振動機をもつ)、システム I は、歯車 (GII, GIr の 2 個の歯車により、反対方向に回転し、図 5-2-(5)(b) のような上下方向の加振力を発生し、打ち込みの時は、座標軸の正側が下向き)。左右方向の振動はうち消される。システム II は、GII と GIIr がシステム I の歯車とかみ合ってシステム I の 2 倍の回転数で回転するので、上下方向の加振力は図 5-2-(5)(c) のように

システムⅠの2倍の振動数で移動し、位相も、同図のような関係になっている。従って振動機全体としての加振力の変動は、図5-2-(5)の(i)のようになる。これは、上向き最大の加振力0.75に対し、下向きの加振力は1.0であって、打ち込みに必要な方向に、より大きな加振力が加わるので打撃能力は向上する。ただし偏心マスの偏心量は、システムⅠはシステムⅡの倍でなければならない。3つのシステムを組み合わせる場合、上向きの加振力1.0に対し、下向きの加振力は3.0にできることがわかっている。

2次振動数くい打機の例として、システムⅠの総偏心量180kg、システムⅡの総偏心量90kgの場合、回転数6～60c/sのとき、最大上向き加振力2250kg、最大下向き加振力は3375kgである。3次振動数くい打機では、システムⅠの総偏心量180kg、システムⅡ90kg、システムⅢ45kgの場合、回転数が6～60c/sのとき最大上向き加振力2250kg、最大下向き加振力は6750kgで打ち込むことができる。

複次振動数くい打機は、システムの数が増して振動数の種類が多くなれば、下向きの加振力と上向きの加振力を大きくすることができるが、実用上は、次数が多くなると、機構が複雑になり不利である。

(6) インパクトドライバ

インパクトドライバは、昭和33年に、豊田機械工業(株)が開発したもので、振動式くい打機の振動力を、ゴムを利用したバネ力により、衝撃的な打撃力に変換するもので、通常の振動くい打機にくらべ大きな打撃力がえられ、くいの引きぬきにもこの打撃力を利用できる特色がある。(写真5-2-(6)参照)

構造は、図5-2-(6)に示すように、加振器側の本体と、くい側に取付けられたインパクトプロ

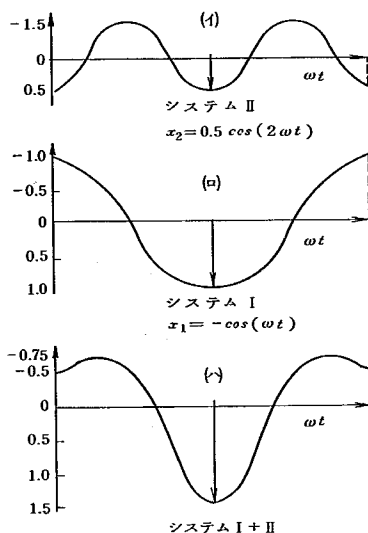


図5-2-(5)(b) 2次振動数くい打機の原理

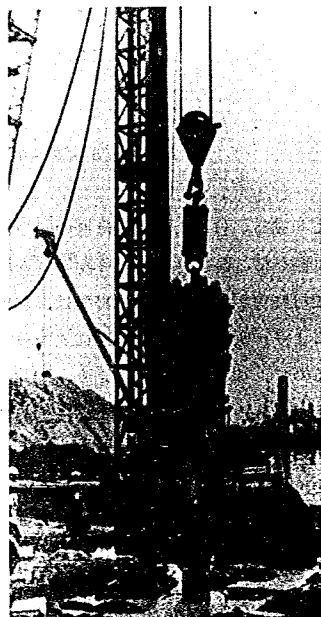


写真5-2-(6) インパクトドライバ

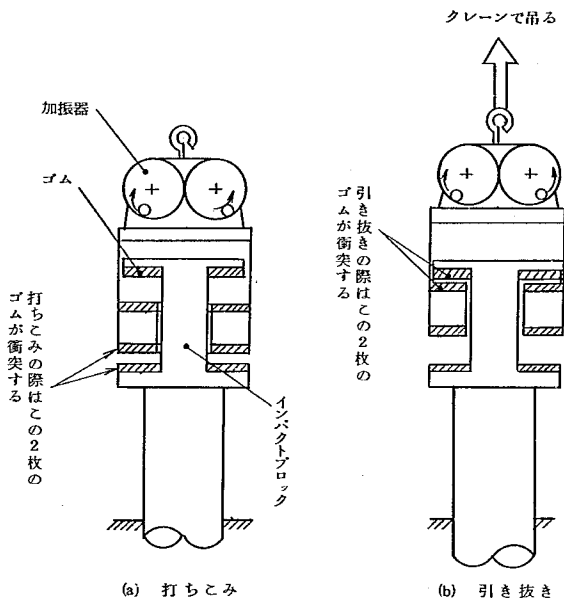


図 5-2-(6) インパクトドライバの原理

ックより成る。打ちこみの際は図の(a)のように、加振器の自重により、下側の振動ゴム同志が接触し、加振をおこなうと、この2枚のゴムが衝突するので、インパクトブロックを通じて下側の振動ゴムに打撃力が伝えられる。打撃は、加振器の振動の回数の $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{4}$ の回数おこなわれ、打ちこみの条件により一定していない。逆にクレーンで加振器を吊ると図の(b)のように、上側のゴム同志が接触するので、加振器の振動により、インパクトブロックに上向きの打撃力が伝えられて、くい引き抜きができる。インパクトドライバの打撃のストロークは、振動ゴムのすきまによって制限される。

現在最大打撃力(打ちこみ時)は75tのものから、300t級のものまで製作されているが、大型機は打ちこみ専用機である。打ちこみにはクレーンを用いることもあるようであるが、大口径の支持ぐいには、3点式のバイルドライバを用いることが多いようである。

騒音の発生については、打撃部をもっているので、振動式くい打機より騒音レベルが高いがディーゼルハンマより低いものと推定される。騒音レベルの比較は、ディーゼルハンマ(ラム重3.2t)とおこなわれ、機械より30m離れた地点で、ディーゼルハンマは102dB(A)、インパクト

ドライブ（打撃力300t級）で88dB(A)であった。（メーカー公表値による）この形式では加振器とインパクトブロックのすきま部分は、騒音の対策が困難であろうと思われるが、他の部分については、全体をおおうことができ、防音装置付きの機械も開発されていて上記の騒音レベルより低い値を得ることができるようである。

(7) NOSU-3くい打抜機

振動くい打機の変形であるが偏心質量を回転させずにレシプロエンジンのようにクランク機構を用いて重錘を往復運動させて起振力を発生するのに特色がある。この機械は無騒音無振動のくい打抜機として開発されたが、施工時の騒音や地盤振動を測定したデータは公表されていない。（写真5-2-(7)参照）

原理は図5-2-(7)のように、電動機により、クランクシャフトを回転させ、クランク機構によって往復質量を上下に作動させる。これにより発生した振動は、エアスプリングなどを通してくいに伝えられる。加振の方法は振動くい打機と異なるが、正弦波振動を発生するという点で本質的に異なるものではない。クランク軸の回転数は50Hzの電源で320rpmと低く、打撃力は、40PSの電動機を用いた場合80～160t（ストローク5～10mm）で通常の振動くい打機にくらべて大きい。本体の重量は3.5tである。

施工の対象は、主として鋼矢板で、その他に小口径のコンクリートくいの打込みにも用いられる。鋼管などの打込みにも使用できるが、この場合は、オーガを併用しなければならないとしている。振動式くい打機と同様にくいの引き抜きにも使用できる。

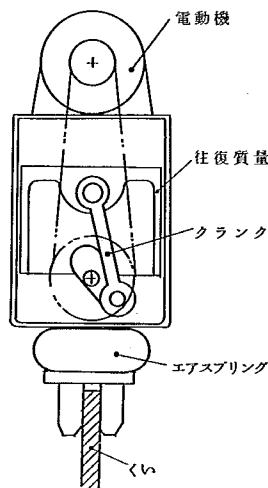
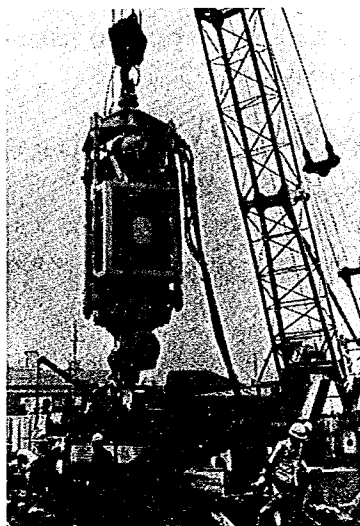


写真5-2-(7) NOSU-3くい打抜機

図5-2-(7) NOSU-3くい打抜機の原理

(8) 中空振動くい打機

これは低騒音低振動を目的として開発されたものではないが、構造上、低公害工法として使用されている中掘り工法のくい打ちこみや、場所打ちぐいのケーシング打ちこみにも使用が可能なので紹介する。

図5-2-(8)のように中央がくいまたはケーシングが貫通するように中空になっている。振動機はチャックによりくいに固定される。このくいの中をオーガまたはバケットが作業するが、くいの天端に取付けられる通常型の振動くい打機と異なり、オーガなどの作業中、平行して打ちこみ作業ができ、くい打機の取り付け、取りはずしなどの手間が必要なくなる。

D R 120型は、中空の最大径が1.2 mで、くいにあわせて可変直径になっている。動力は、地上のパウユニット

で駆動される油圧ポンプを油圧源としており、振動機は油圧モータによって偏心質量を回転させる型式である。振動数は20～25Hzまで可変式で、空転時の振巾は6～10mmである。

(9) 揺動式場所打ちくい打ち込み機

場所打ちぐいのケーシングの打ち込み、又は引き抜きに用いられ、既製ぐいの打ち込み機ではないが、特殊な形式の振動機であるので、ここに取上げる。

この機械は図5-2-(9)(a)のように場所打ちぐいのケーシングの頭部に取り付けられ、36～42rpmで、ケーシングを中心として円周方向に揺動し周辺のまさを減少させ、ケーシング下端についた焼き入れした切刃により、先端の抵抗を減少させ、ケーシングの自重により沈下させる。重量15tあり、土質条件により最大35t程度まで重量を増し、打ち込み性能を向上することができる。

工事は、西ドイツのマインツ付近のアウトバーンの橋脚および橋台の基礎工事に用いられ、径15 m長さ27 mの場所打ちくい250本の施工が行な

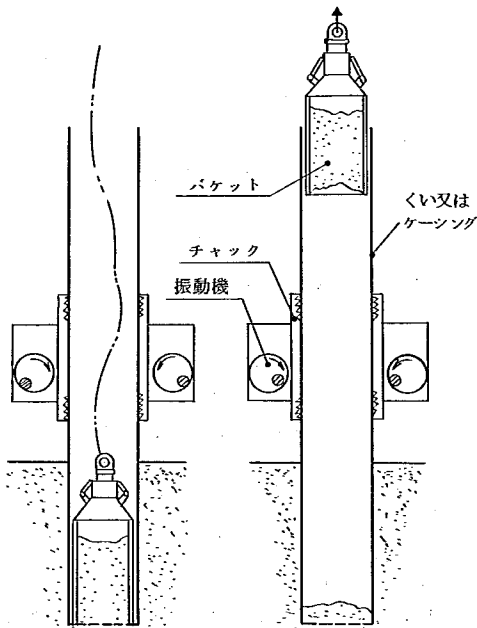


図5-2-(8) 中空振動くい打機の原理

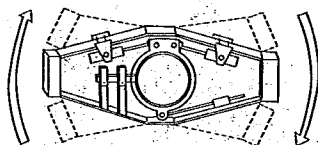


図5-2-(9)(a) 揺動式場所打ちくい打ち込み機

われた。土質は表層が3.9 mの粘土層で、その下は、49.5mの砂層であった。施工の手順について述べる。(図5-2-(9)-(b)参照)まず、ケーシングガイドをうち込む。次に、80 t級のクレーンを用いてケーシングを設置し、その頂部に揺動機を取りつける。揺動機は、円周方向の揺動により自重で貫入し、同時に、ケーシングの開口部より、ハンマグラブを用いて、ケーシング内の土砂を外へ出す。このときの平均貫入速度は3時間に、19.07 m程度であった。このあと鉄筋の設置や、コンクリートの打設が行なわれ、クレーンの吊り上げ、揺動およびケーシング内に送られた圧縮空気の3者の力でケーシングは引き上げられる。1日12~14時間の稼働により、3.9 m~49.5 mのくいの打設が可能であったという。

この機械による騒音や地盤振動などの測定例はないが、打撃を行わず、円周方向の揺動だけなので、騒音源はコンプレッサなどの周辺の機械によるものがほとんどであると思われる。欠点は、打ち込み力が自重のみに、たよっているので、重量がきわめて大きく、施工には大型のクレーンを使用しなければならないことである。

00 バイルマスタ

三菱重工業が英国のテイラー・ウッドロー建設会社より我国にサイレントマスタという名称で導入している連続矢板の打込み又は引き抜き専用機である。本機は英国で建設工事の騒音の規制が70~80dB(A)以下に制限されたため、これを満足する矢板施工機械として開発された。(写真5-2-(10)参照)

1960年のはじめにテイラー・ウッド社は騒音の規制を満足する矢板の打込み機として、圧入工法に基づいたものが最も騒音が少なく、地盤振動も発生しないとして基礎的な研究をはじめた。圧入工法では反力を支持することが最も困難であるの

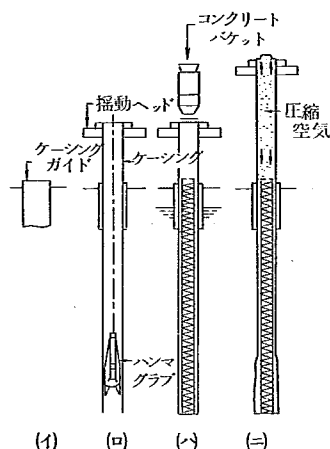


図5-2-(9)-(b) 作業順序



写真5-2-(10) バイルマスタ

で、解決策として、最初に2本のくいをくい、打込み機械と重錘の重量で圧入し、次に他の2本のくいを前にうちこんだくいの引き抜き抵抗と他の重量などを反力として打ちこみ、次々に繰り返して打ちこむ方法を考案した。のちに、8本のくいをを用いる方法が最もよいことがわかった。最初の試験機は、 $\frac{1}{6}$ の縮尺模型で、圧入には油圧を用いずに、機械式のジャッキを使用し、模型くいは2.1 mの長さであった。

1960年8月には20 t (打ちこみ)の油圧ジャッキを8本用いた実物大の試験機が完成した。この機械は硬い粘土層に5.4 mの鋼矢板を、3.9 m打ちこんだ。砂層への打ちこみは最初わずしか打ちこめず失敗したが、矢板の先端の形状をくふうすることにより、3.9 m打ちこむことができた。実用の原型機は、1962年7月に完成した。最初のテストでシートパイルを9 m打ちこむことに成功した。このときの油圧ジャッキは、打ちこみに227 t、引き抜きに163 tの推力があったが、我国に導入されているサイレントマスタも、ほぼ同等の力である。

本機は、原理的に騒音や振動の原因は、油圧源だけであると考えられるが、多数のくいのアンカーを必要とすることから、通常の鋼管くい基礎や、コンクリートグイの基礎、あるいはケーソンなどの施工には使用できない。我国においても、海洋工事に、仮締切兼用工法としての矢板式基礎が注目され始めていることから、これに対する応用も考えられるであろう。機械の構造については図5-2-10参照

(11) HBMハイドロブロック油圧ハンマ

ハイドロブロック油圧ハンマは、海洋構造物基礎に使用されるスチームハンマに取って代わるために開発された、油圧駆動打撃式ハンマである。特殊な打撃クッション機構を用いているために騒音や振動が低く、小型化することにより、陸上の一般土木工事基礎にも使用可能であると製造会社では称しているが、騒音や振動のレベルは測定されておらず、実用にあたっては、油圧装置の故障が多いといわれている。

作動は油圧によりラムを上昇させ、自由落下するラムでくいを打撃するという機構で単動式ディーゼルハンマあるいはドロップハンマと同様である。特徴はラム内に組みこまれたクッション機構にある。図5-2-11(a)の(1)のようにラムは自由落下し、(2)の打撃行程でラムがくいに衝突すると(3)のように可動ピストン室で仕切られたシリンダ内の窒素ガスが圧縮されるので打撃の際の衝撃的な力が緩衝される。(4)の行程ではラムが油圧力により上昇させられ一行程を終わる。HBM社によれば、図5-2-11(b)のように、ハイドロブロック油圧ハンマの打撃行程力は封入された窒素ガスのクッションにより、ドロップハンマのように衝撃的な打撃力とならず、打撃の間ほぼ一定の打撃力が加わる。この打撃力 F_1 は、くいを貫入させるのに必要な最少打撃力 F_0 より大きくするので、くいの貫入が可能である。打撃の際にくいに発生する圧縮応力はディーゼルハンマの約 $\frac{1}{2}$ に減少し、引張り応力は約 $\frac{3}{4}$ に減少するとのことである。打ちこみの平均所要時間は、正味の打撃時間が長いので、ディーゼルハンマにくらべて30~50%程度短縮されたという。

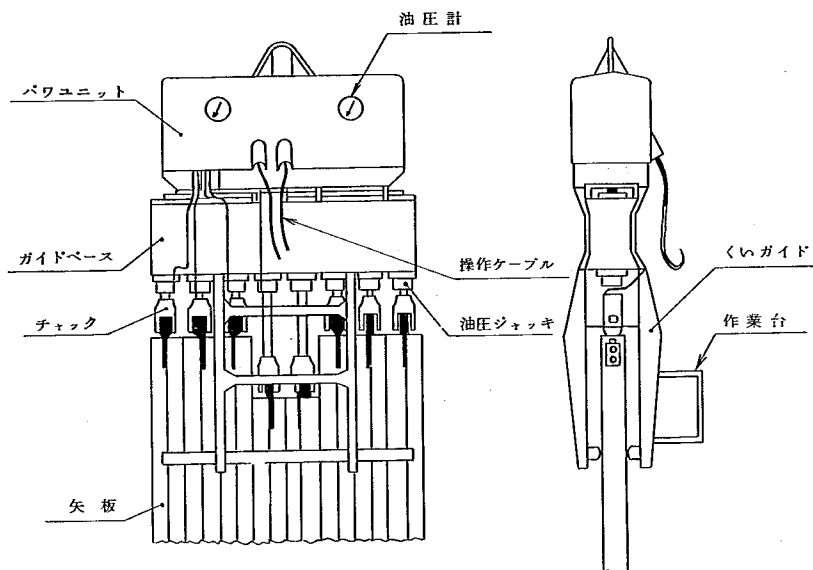


図 5-2-(10) パイルマスタ

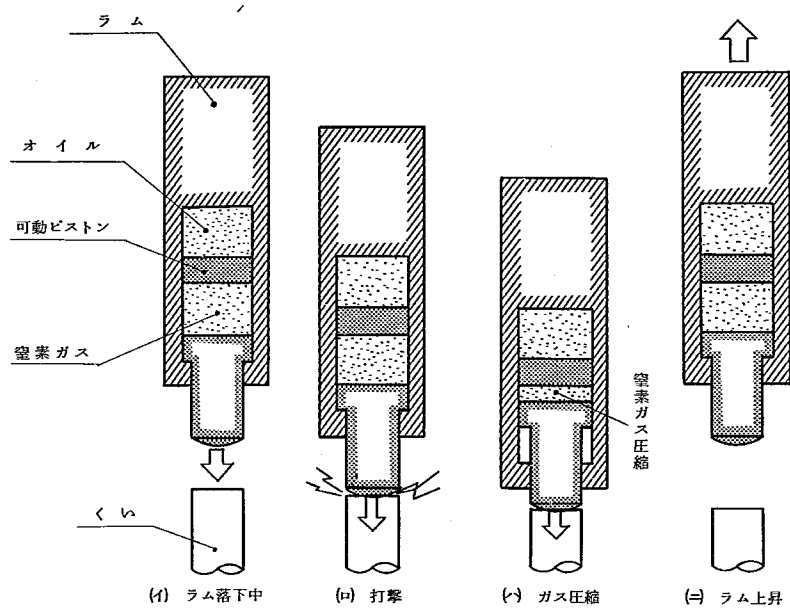


図 5-2-10(a) HBMハイドロブロック油圧ハンマ

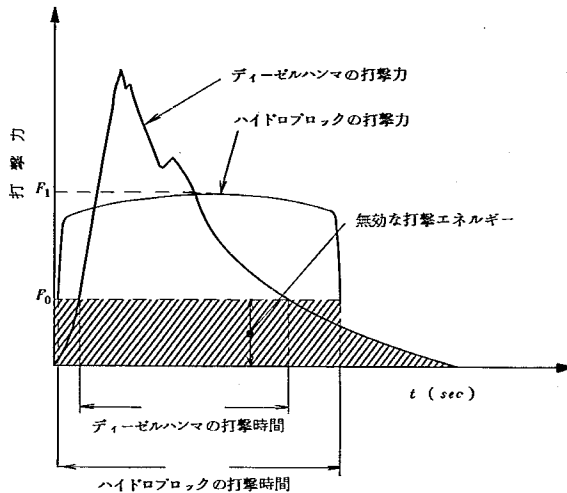


図5-2-00(b) ハイドロブロック油圧ハンマの打撃特性

02 BM型インパクト振動く

い打機

ソ連のM Sトレチャク氏により考案され、模型実験がおこなわれたもので、振動を打撃力に変換する振動くい打機である。振動を打撃に変換し、衝撃力によりくいの貫入をおこなう型式であるが、ディーゼルハンマなどに比べて一回あたりの打撃力が低下することにより騒音や地盤振動が低下するものと思われる。

機構は図5-2-(12)のように、電動機で加振器を駆動するところは通常型の振動くい打機

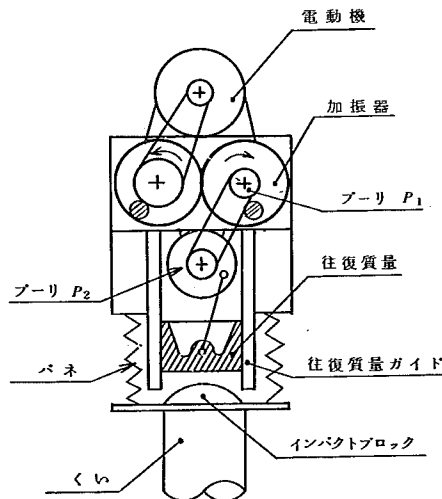


図5-2-02 インパクト振動くい打機

と同様であるが、加振器よりさらにプーリ P_1 より P_2 に回転を伝え、加振器と同一の振動数でクランクを回し、往復質量を上下させる。往復質量は下死点付近でくい頭に取りつけられたインパクトブロックを打撃し、くいを貫入させる。このときの反動はバネにより支持される。

実験に使用された模型の仕様は、往復質量振動数 $45 \sim 200 \text{ rpm}$ 、偏心モーメント $4.5 \text{ kg} \cdot \text{cm}$ 、モータ出力 0.5 kW 、往復質量の重量 3.5 kg 、試験機重量 19.2 kg であった。実験は含水比 $1.41 \sim 20.5\%$ 、比重 $1.6 \sim 2.63$ の土でおこなわれた。比較は、BM型振動機で、往復質量を付けたものと付けないものでおこなわれた。くいは直径 3 cm の打撃力、周面抵抗、土圧などを別個に検出できるように工夫したものを用いた。この結果、打撃をおこなうことによって、周面まさは平均約 50% 低下させることができ、総打撃力は 200% に増すことができたと報告した。

6. 結 論

ディーゼルハンマの騒音振動の低減を図るため、特に現場での施工法を考慮して、各種の部分対策を施して、実験を行なった結果、以下の事が判明した。

- (1) 上部シリンダの遮音筒は材質、構造の差異により防音効果が異なるがその差はわずかで、30 m離れた地点での12 dB(A)の減音が1つの限界を示しているものと思われる。
- (2) くい頭にウレタンゴム製緩衝クッションを用いた場合騒音対策としての効果は認められなかったが、10 m離れた地点では振動加速度レベルで4 dBの効果を見た。ただし、この場合、打撃エネルギーの伝達の損失は、ほとんど無視できる値であることが判明した。
- (3) 防音シートカバーは施工が困難で改良を行なう必要があるが、減音効果は約24 m離れた地点で10 dB(A)あり、すきまの完全密閉と吸音材の使用などにより性能を向上させることが可能であると推定される。
- (4) 公害対策型くい打機の文献調査によりディーゼルハンマの防音装置の型式と種類ならびに防音効果を示した。これによればディーゼルハンマの防音対策は最大約30 dB(A)まで減音することができることがわかった。騒音振動対策型くい打ち機では、新型式のくい打ち機の原理について紹介したが、実用例は乏しく、施工能力や利用方法、あるいは支持耐力の判定の方法が明らかでないものが多い。これらの機械は低騒音低振動くい打ち機として将来発展する可能性もあり、さらに調査研究を行なう必要があると思われる。

最後に防音シートカバーの効果の測定にあたって協力いただいた中国地方建設局広島国道工事事務所工務課の各位と中国技術事務所機械課の各位に深く感謝する次第である。

7. 参 考 文 献

- (1) 「ヘッシュのくい打機用防音カバーの効果」建設の機械化
1974年6月号 pp 79～80
- (2) 「無音・無振動工法に関する研究報告書(その2)」
1974年8月, 鋼管杭協会
- (3) 「フジMDパイル工法」富士製鉄(株)説明資料
- (4) 'Schallgedämpfte Fallramme aus England' Baumaschine und Bautechnik
1973年8月号, pp 331
- (5) 「建設機械の騒音振動除害方法の研究報告書」
1970年2月, 日本建設機械化協会
- (6) 「杭打機械の騒音とその対策」中野有朋, 石川島播磨技報
1968年3月号, pp 157～165
- (7) 「アイケン式ディーゼルハンマ防音装置」
1974年12月 アイケン工業(株)
- (8) 「Ernstmals nachts gerammt」第22回防音カバー開発小委資料(鋼管杭協会)
1974年8月
- (9) 「低騒音振動インパクトハンマ」建設の機械化
1975年5月号 pp 81
- (10) 'Improvement of the Capacity of Vibrating Hammers for Driving Pipes into Soils' M.G. Tseitlin, Soil Mechanics & Foundation Engineering (American Version) 1973年11月号 pp 152～156
- (11) 'Sonic Pile Driver Shows Great Promise' Civil Engineering
1961年12月号 pp 52
- (12) 'Fluidization Phenomena in Soils during Vibro-Compaction and Vibro-Pile-Driving and-Pulling' R.K. Bernhard, 1967年10月
- (13) 「インパクトドライバの試験報告書」1974年6月, 豊田機械工業(株)
- (14) 「振動打込機の実験的評価」M.S. トレチャク
CTONTERBHBIE
- (15) 「無騒音無振動矢板打抜機について」小野他, 建設機械 1974年9月, pp 87～90
- (16) 'Einvibrieren von Mantelrohren für Große Ortbetonpähle', Richard Strobl 他, Baumaschine und Bautechnik 1974年1月号 pp 1～12
- (17) 「場所打ちぐいケーシングの揺動による貫入引抜工法」建設の機械化
1974年11月号, pp 79～80

⑱ 'Silent and Vibration Free Sheet Pile Driving' E. Page, W. Semple

⑲ 「建設機械の今後の動向，最近の機械化施工の趨勢と問題点講習会テキスト」斉藤二郎，
1971年12月

㉔ 「建設機械の騒音と地盤振動の実態と2，3の対策」芹沢，中野，土木研究所資料第867号

㉕ 「くい打機等の遮音装置に関する調査試験第2報」芹沢，吉田，土木研究所資料第964号

くい打機等の遮音装置に関する調査試験
(第3報)

土木研究所資料第1064号
昭和50年8月(1975年)

建設省土木研究所機械研究室
本田宜史, 芹沢富雄, 樋野親俊

キーワード 建設工事, 騒音公害, くい打機

要旨

くい打機の騒音対策に関して以下の調査をおこなった。

- (1) ディーゼルハンマの遮音装置の製作と実験
- (2) ディーゼルハンマの防音シートカバーの防音効果の測定
- (3) 公害対策型くい打機の文献調査



郵便はがき

2 8 0 - □ □

十円切手を
はって下さ
い

千葉県千葉市穴川

四丁目十二番五二号

建設省土木研究所 千葉支所

機械研究室 御中

No. 104

配布先氏名

配布先住所

No. 104

土木研究所資料第1064号 部

上記のとおり受領しました。

所 属（住所）

氏 名

印