

U106 アースドリルのせん孔機構と作業実績

The Mechanism of Drilling and the Results of Working of U106 Earth Drill

安部 克郎* 柿沼 三郎*
Katsurô Abe Saburô Kakinuma

内 容 梗 概

市街地の基礎工事に無騒音、無振動化が要望されてその工法の一つにせん孔場所打コンクリート杭が使用されるようになった。穿孔場所打コンクリート杭の造成にはアースドリルが最も多く使用されている。

日立製作所では新しく U106 ショベルの本体を使用したアースドリルを開発した。本稿はこのアースドリルのせん孔機構の要点と作業試験の結果について述べている。

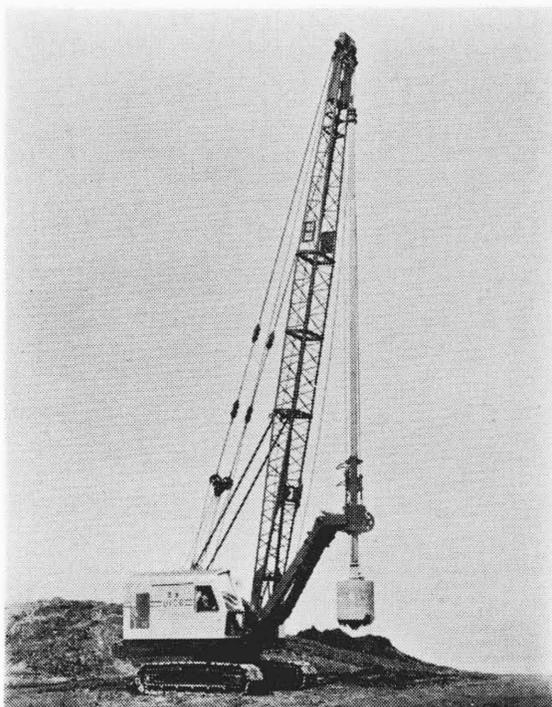
1. 緒 言

市街地の基礎工事を無騒音、無振動で行なうことは近時特に要望されている。またいっぽう大容量の支持杭(くい)を造る工事速度を上げる、工事費を下げるなどの要求も大きな課題となっている。これらの問題の解決方法としてせん孔して場所打コンクリート杭を作る工法、またはせん孔して既製の杭を建て込む工法の実用化が進んでいる。

せん孔の方法としては、ドリリングバケット、ケーシングパイプとオーガーの組み合わせ、ケーシングパイプとハンマグラブの組み合わせ、およびポンプなどを使用する工法がある。これらの中でせん孔径が 1m 前後で 30m 程度の深さのせん孔作業をするものでは、ドリリングバケットを使用するものが最も能率がよいとされている。

第1図は日立製作所で完成した日立 U106 アースドリルの外観で、U106 ショベル本体にアースドリルフロントを装架したものである。本機は高能率のせん孔作業に使用されるほか、ただちに荷役作業のできる姿勢に切り換えられ、鉄筋、トレミー管、ケーシングパイプなどのつり込み作業にも利用できる構造となっている。

昭和 38 年 2 月日立製作所亀有工場で約一年の実用化試験を終了し、現在東京都内はじめ各地で実用に供されている。ここに構造の要点および工事施工の実例を紹介する。



第1図 U106 アースドリル

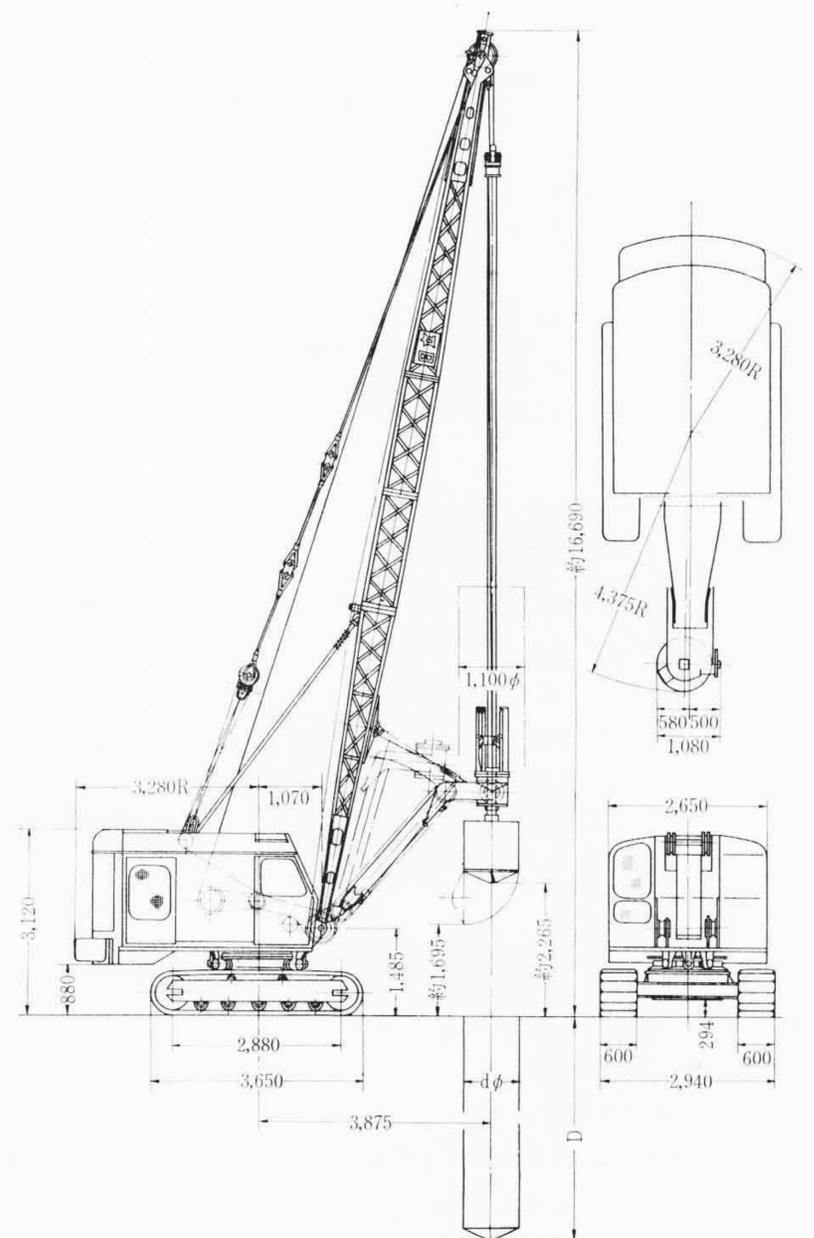
2. 構造および作用の概略

日立 U106 アースドリルは先端につめの付いたバケットを回転させることにより、土砂を掘削し、バケット内にくり込み、その掘削物のはいったバケットを巻き上げ、地上またはダンプトラックに排土する。この操作を繰り返す、大口径基礎杭用の穴を造成するせん孔機である。その概形を第2図に、主要仕様を第1表に示す。各部分ごとに構造の概略を述べる。

2.1 本 体

U106 ショベル本体を使用し、これに次の改装を施している。

(a) 旋回後、バケットと穴の中心が正確に一致するように、スイングロックバーと、相手ローラパスの特定のみぞをテーパ形に加工し、着脱を容易にするとともに、遊びきを小さくする。



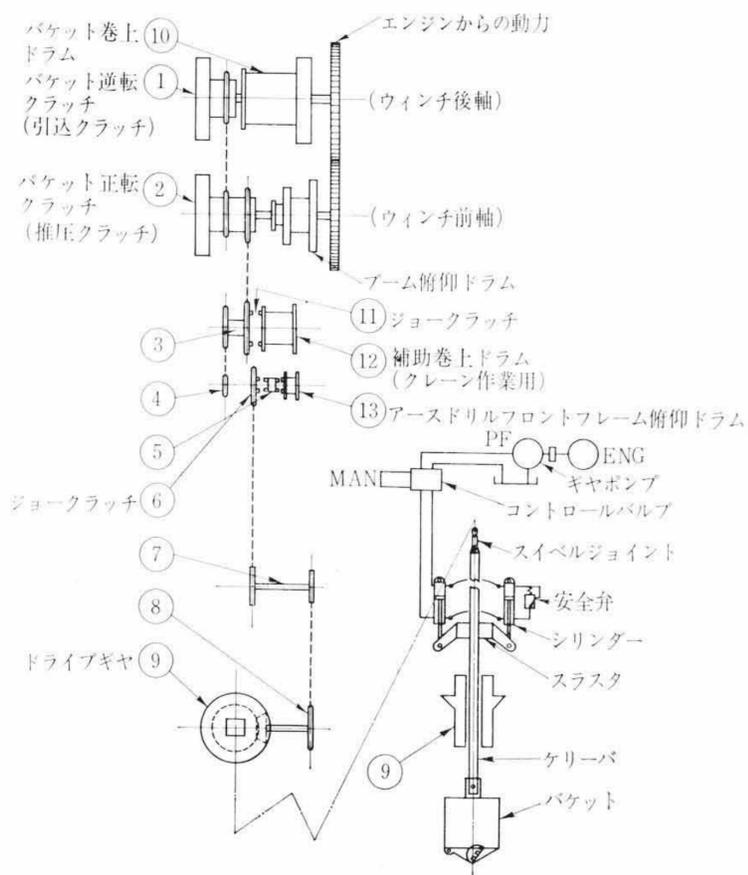
第2図 U106 アースドリル

* 日立製作所亀有工場

** 日立製作所亀有工場足立分工場

第1表 U106 アースドリル仕様

形 式	U106	
ブ ー ム 長 さ	15m	
速 度	バ ケ ッ ト 巻 上	50 m/min
	バ ケ ッ ト 回 転	18 rpm
	補 助 ド ラ ム 巻 上	46 m/min
度	ブ ー ム 俯 仰	40 m/min (ロープ速度) 6本ガケ
	旋 回	5 rpm
	走 行	1.5 km/h
	フ ロ ン ト フ レ ー ム 巻 上	35 m/min (ロープ速度) 4本ガケ
掘 削 孔 径 d	0.6~2.0 m (標準1.0 m)	
掘 削 深 度 D	29 m ステム 6 m 付のとき 35 m	
接 地 圧 力	0.69 kg/cm ²	
原 動 機	日立 B-40 形ディーゼルエンジン 一時間定格出力 100 PS (1,500 rpm) 連続定格出力 85 PS (1,500 rpm)	



第3図 U106 アースドリル動力伝達系統図

- (b) ウインチ前軸のスプロギングを交換し、バケットの逆回転トルクを大きくする。
- (c) 油圧スラスト用油圧ポンプをエンジンのクランク軸にチェーンカップリングで取り付ける。

2.2 ブ ー ム

U106 クレーンの標準 15m ブーム (11m 基本ブーム+2本×2m エクステンション) を使用し、これに次の改装を施している。

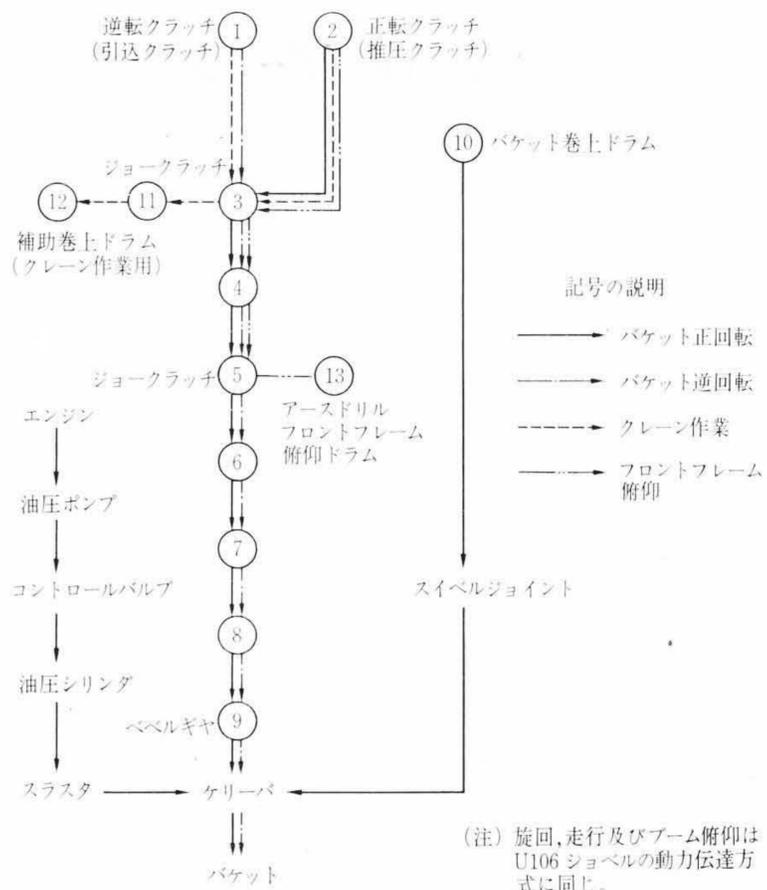
- (a) 下ブームにアースドリルフロントフレームを取り付けるためのブラケットと、これを引き寄せるためのシーブ座を溶接する。
- (b) 下ブームに補助巻上ロープ用ガイドシーブを取り付ける。
- (c) 上ブームにアースドリルフレームをつるロープイコライザを取り付ける。

2.3 アースドリルフロント

動力伝達系統を、第3,4図に示す。これを各系統別に説明する。

(a) バケットのせん孔回転

ジョベルの推圧クラッチを正転用、引込クラッチを逆転用に使用する。途中ローラチェーンおよびベベルギヤを介して、ケリー



第4図 U106 アースドリル動力伝達系統図

バを駆動し、クラッチ操作により正逆いずれの方向へも回転できるようにする。正転トルクで掘削中岩石などに食い込んだとき、その食い込みが取れるように逆転トルクを大きくしてある。

(b) バケットの巻き上げ

ウインチの後軸ドラムをそのままバケット巻上ドラムとして使用する。すなわち、巻上ロープの先端にスィベルジョイントを介してインナーケリーバを取り付け、これによってバケットを上下する。

(c) クレーン作業

クレーン作業用の補助巻上ドラムは、ジョークラッチ⑪によって動力系統と着脱することができる。運転は推圧および引込クラッチによって正逆転し、推圧ブレーキで制動する。また、長時間荷重を保持する場合には、ドラム側面のラチェットにつめをかけておく。

(d) アースドリルフロントフレームの俯仰(ふぎょう)

フロントフレーム俯仰ドラムは、ジョークラッチ⑤を入れると動力系統と連結される。運転は推圧クラッチと推圧ブレーキを操作して行なう。また、長時間保持する場合には、ドラム側面のラチェットにつめをかけておく。フレームの俯仰はこのドラムで巻き取るロープで行なう。

(e) 油圧スラスト

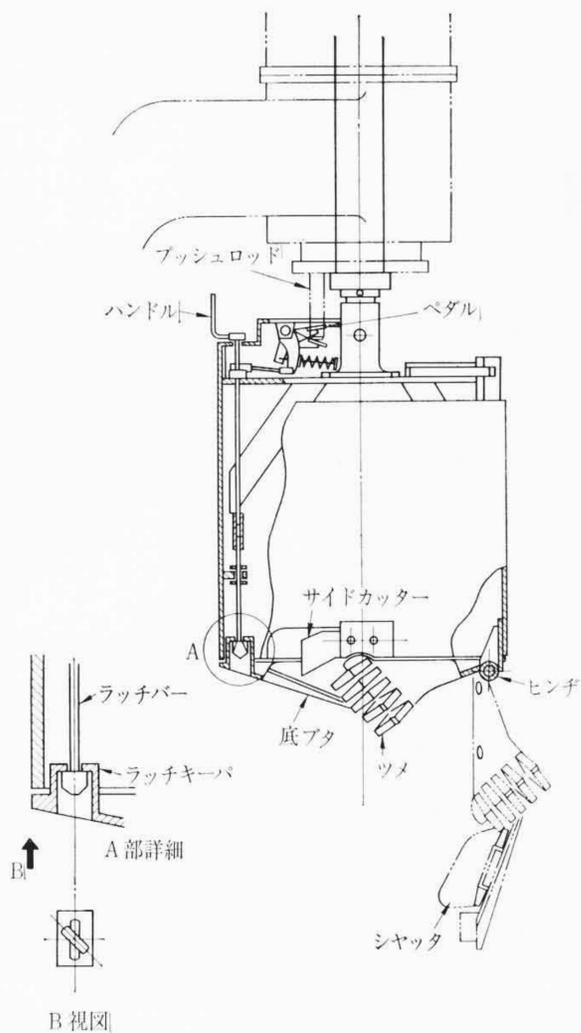
油圧シリンダはコントロールバルブを経て、ギヤポンプに連結されている。圧力はリーフバルブによって 110 kg/cm² に調整される。

スラストは1対のコッタの作用により、下降する場合にはケリーバと一体で動き、油圧シリンダの推力をケリーバに伝えるが、上昇する場合には、ケリーバと絶縁される構造となっている。

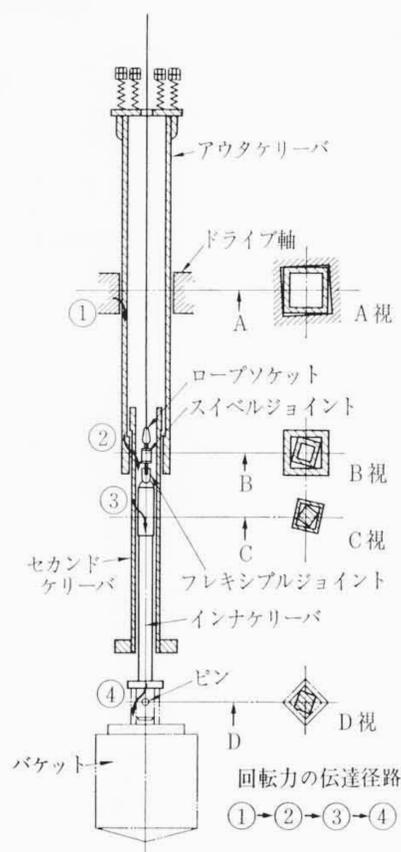
3. ドリリングバケット

3.1 バケットの構造

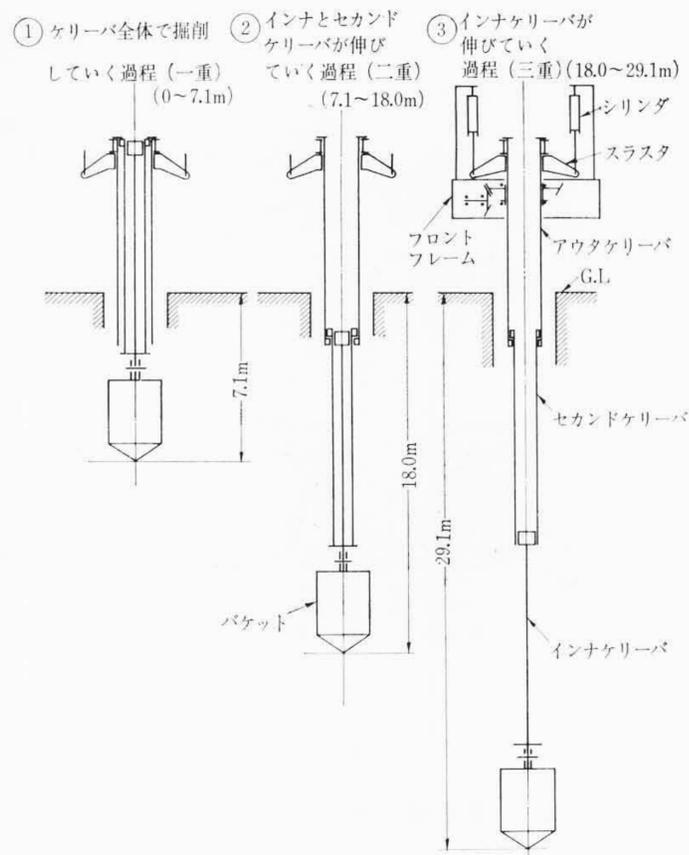
バケットの構造は、第5図のようになっている。バケットを押し付けて回転すれば土は、底ぶたのつめ、サイドカッタにより削られバケット胴内に流入する。土が満杯になりバケットを引き上げれば底ぶたに付けられたシャッタが、ちょうど逆止弁のように閉じられ



第5図 ドリリングバケット



第6図 ケリーバの回転力の伝達



第7図 せん孔姿勢

る。バケットをフロントフレームのところへ当たるように引き上げると、ペダルがフロントフレームの駆動軸端にあるプッシュロッドに押し付けられ、ラッチを回転して底ぶたを開け放荷することができる。

ラッチの機構は、第5図(A部詳細)に示すように、放荷のときは、底ぶたの長孔とラッチバーの突起とが同じ方向となりラッチがはずれる。

ラッチバーを回転する機構は、ラッチバー上端の手動ハンドルおよびペダルである。手動ハンドルを引いているとき、またペダルを押しているとき以外は、ラッチバーの突起が掛かる位置にもどるようバネで引張っている。

バケットの底ぶたはバケットを地面におろして閉じるようになっている。このときラッチバーの突起は底ぶたの長孔にそって自動的に回されて長孔にすべり込むようになっている。

4. ケリーバ

ケリーバは三重のテレスコープ式で、第6図のようになっている。その伸びてゆく過程を第7図に示す。アウト、セカンド、インナケリーバの順に伸びてゆく。

インナケリーバ上端は、フレキシブルジョイント、スイベルジョイント、およびロープソケットの順に連結され、下端はジョイントピンでバケットと結合する構造となっている。

アウトケリーバの上端に緩衝バネを備え、巻き上げ、巻き下げのときの衝撃を緩和するようになっている。

4.1 巻き下げ時の衝撃

緩衝バネの吸収できる衝撃力の最大吸収量は、バネの容量で定まり、アウトケリーバの落下高さにも当然限度がある。

この緩衝バネの吸収できる衝撃力の限界落下高さを計算すると次のようになる。

アウトケリーバ重量を W 、緩衝バネのバネ定数を K として、バネの変位を x で表わすと、運動方程式は次のようになる。

$$\frac{W}{g} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + Kx = 0 \dots\dots\dots (1)$$

バネの最大圧縮力を F 、ケリーバの落下高さを h 、緩衝バネと衝突する速度を v とすれば

$$F = K \cdot x_{\max} \dots\dots\dots (2)$$

(1)式と(2)式より

$$F = v \sqrt{\frac{KW}{g}} \dots\dots\dots (3)$$

となる。 $v = \sqrt{2gh}$ を(3)式に代入し h を求めると

$$h = \frac{F^2}{2KW} \dots\dots\dots (4)$$

となる。

ここで、 $F=3.37 \text{ t}$ 、 $K=80 \text{ t/m}$ 、 $W=0.62 \text{ t}$ であるから、緩衝バネで許容できるアウトケリーバの最大落下高さ h は、 0.793 m 、衝突速度 v は 3.94 m/s となる。

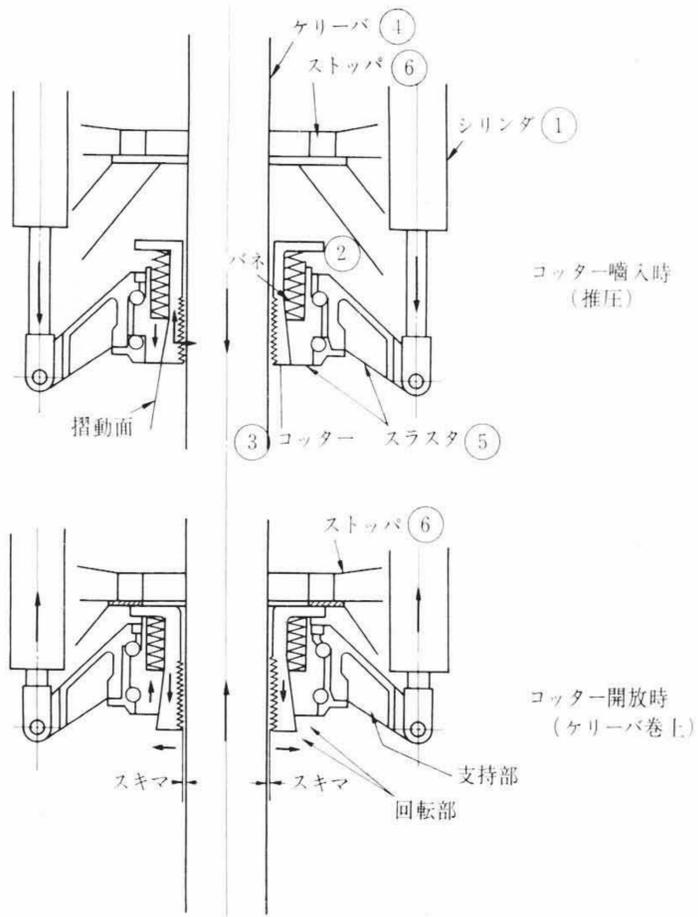
すなわちこの落下高さより高い所から落下したときは、バネの最大圧縮力よりも大きな衝撃力が生じ、この過剰な衝撃力は緩衝バネでは吸収しきれず、つりロープ、および油圧シリンダで吸収する。

4.2 巻き上げ時の衝撃

ケリーバを巻き上げるときの衝撃は、3個所で起こる。すなわち、三重ケリーバを伸びきった状態から巻き上げると、まず(1)インナケリーバとセカンドケリーバで衝突し、次に(2)インナおよびセカンドケリーバとアウトケリーバが衝突する。さらに巻き上げると、(3)ケリーバが全部縮まった状態でフロントフレームに衝突する。

ここで衝突(1)には緩衝装置を含んでいない。衝突(2)は4.1項で使用したコイルバネを利用して緩衝させ、衝突(3)はゴムバッファによって緩衝させた。

これらの衝撃力のうちで緩衝バネにかかる衝撃力(2)を計算する。インナケリーバ、セカンドケリーバ、バケットおよびバケット内土砂の合計重量 W' が巻上速度 v' で緩衝バネに衝突したときの衝撃力を F' とする。



第8図 押し下げ機構

ここで、 $W'=1.6\text{ t}$ 、 $v'=0.88\text{ m/s}$ 、 $K=80\text{ t/m}$ であるから、これらの値を(3)式に代入して $F'=3.05\text{ t}$ となる。

この緩撃力は、緩衝バネの最大圧縮力 3.37 t よりも小さく、十分に衝撃力を吸収できる。

また、実作業においては前記巻上速度の $1/4$ 程度に落して作業するのが常であるため、衝撃力も $1/4$ 程度しかかからず緩衝バネは十分に働く。

4.3 回転力の伝達

回転力の伝達方法を第8図に示す。すなわち、ドライブ軸から与えられたケリーバの回転力をアウトケリーバに伝え、次に、アウトケリーバ下部からセカンドケリーバに、セカンドケリーバの角穴からインナケリーバ頂部の角軸部へ伝える。

インナケリーバ下部は、角軸となっていて、バケットの角穴のボスにはまりピンで結合し、バケットに回転力を与えている。

ただし、ピンには回転力によるせん断力は作用しないように、ピンの穴はすき間を大きくしてある。

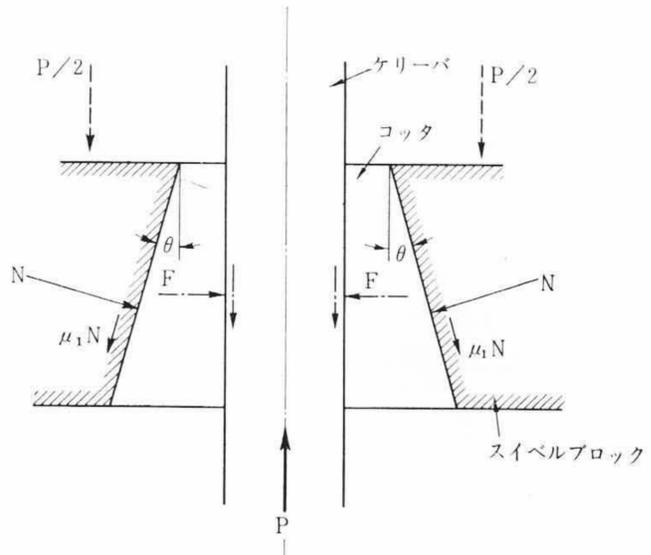
4.4 押し下げ力の伝達

ケリーバが回転力を伝達するためにケリーバはめ合部分の接触圧力が大きくなり摩擦力はほぼケリーバの直径に逆比例して大きくなる。したがって後述の押下機構は、直接アウトケリーバをつかんでドライブ軸との摩擦に打ち勝って押し下げれば中にはめ合っているアウトケリーバ、セカンドケリーバ、およびインナケリーバ相互のはめ合部分の摩擦力が大きいときは、そのままバケットに推力を伝達することができる。

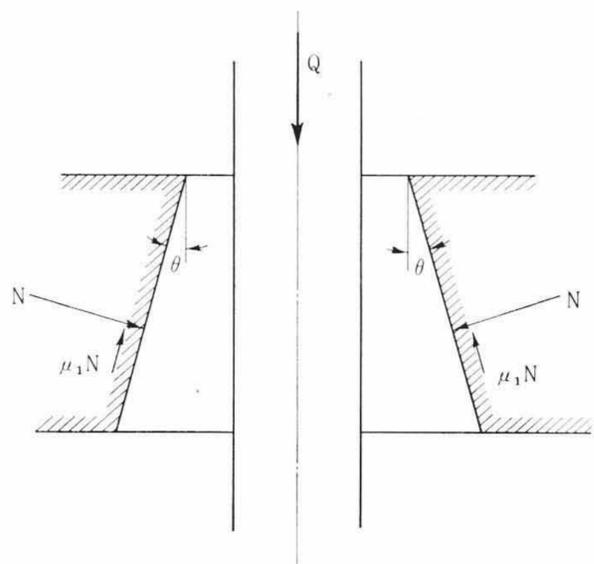
このように押し下げ力を大きくするため次の押し下げ機構が装備されている。

5. 押し下げ機構

前項で述べたように、ドライブ軸とアウトケリーバの軸方向の摩擦力以上の力で押し下げれば、バケットとインナケリーバの自重だけでなく、セカンド、アウトケリーバさらにフロントフレームの自重も加わり全体押し下げ力は約 3.3 t で強力な推圧をかけることができる。ケリーバの最大回転力は $3.0\text{ t}\cdot\text{m}$ であるが、バケットの掘削抵抗がわずか $0.3\text{ t}\cdot\text{m}$ あれば、各ケリーバは摩擦力により強力に



第9図 押し下げ力



第10図 コッター引き抜き

密着するので常にこのような大きい推圧力により能率のよいせん孔ができる。第8図は押し下げ機構を示す。

スラスト⑤は、内側の回転部分と外側の上下動する支持部分とに分かれ、回転部はボールベアリングによって支持部分で支持される。すなわち、第9図に示すようにシリンダ①が下向き（推圧をかける）に作用されると、スラスト⑤が下がり、バネ②に支持されているコッター③がしゅう動面に沿って食い込んでいき、ケリーバ④とスラスト⑤にくさびがきいて両者は固く結合される。

そこで、一体となったスラスト⑤とケリーバ④はシリンダ①の油圧で下方に押し下げられる。また、シリンダ①を縮めてストップ⑥にコッター③が当たると、バネ②が圧縮されながらしゅう動面に沿ってコッター③がケリーバから離れすき間ができる。これが油圧押し下げ装置の1サイクルの動作である。

5.1 くさびの機構

5.1.1 押し下げ力

スラストを押し下げたときの力関係を第9図に示す。

第10図に示す符号は、次のとおりである。

- P : シリンダの押し下げ力
- N : コッター背面の垂直力
- F : ケリーバを押し付ける垂直力
- μ_1 : スイベルブロックとコッター背面の摩擦係数
- μ_2 : ケリーバとコッター押付面の摩擦係数
- θ : コッターのこう配

$P/2$ なる押し下げ力を有する2個のシリンダで押し下げるとき、逆に P なる力が第10図のように、上方に働くから、このときの力関係は、くさび作用と同様に考えることができる（ただし、各自重は無視する）。

力の釣り合いから、

$$P=2N(\sin\theta+\mu_1\cos\theta) \dots\dots\dots(5)$$

$$F=N(\cos\theta-\mu_1\sin\theta) \dots\dots\dots(6)$$

(5)(6)式より

$$F=\frac{P(\cos\theta-\mu_1\sin\theta)}{2(\sin\theta+\mu_1\cos\theta)} \dots\dots\dots(7)$$

となる。

ここで、ケリーバはコッタとの摩擦力 $2\mu_2F$ で下向きに押し下げられる。

すなわち、 $2\mu_2F \geq P$ のとき $\rightarrow P$ の押し下げ力ができる。

$2\mu_2F < P$ のとき \rightarrow すべて $2\mu_2F$ の押し下げ力しかでない。

完全に押し下げ力 P を出すには、

$$\mu_2 \geq \frac{\sin\theta+\mu_1\cos\theta}{\cos\theta-\mu_1\sin\theta} \dots\dots\dots(8)$$

を満足する μ_1, μ_2 でなければならない。

5.1.2 コッタ引き抜き力

コッタを引き抜くときの力関係は第10図のようになり、 μ_1N は逆向となる。

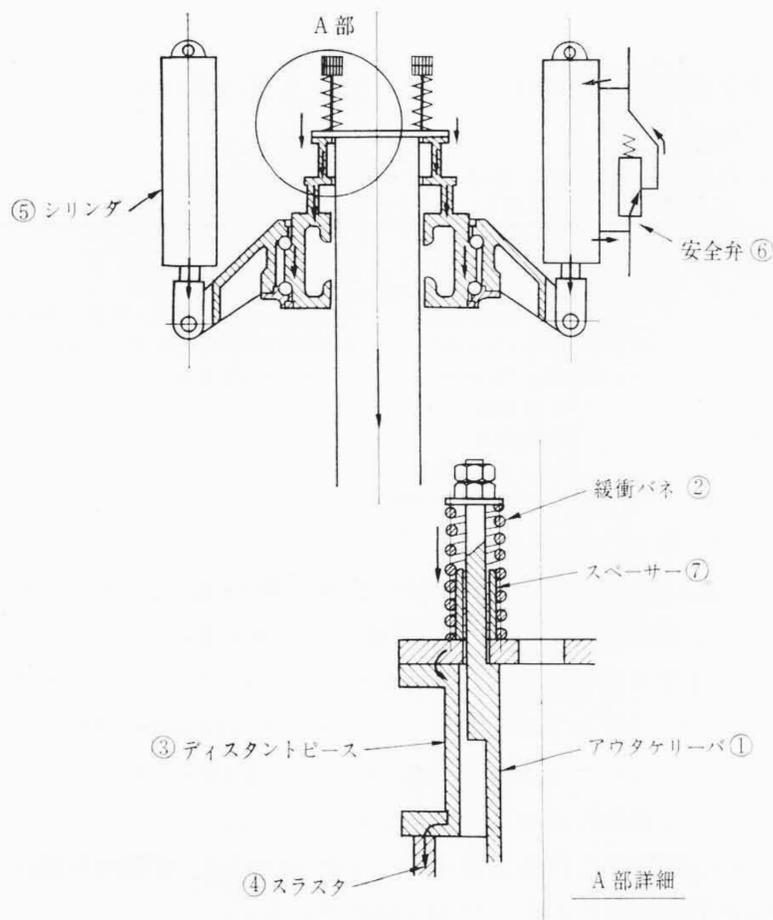
θ をコッタ引き抜き力とすると力の釣り合いから、次のようになる。

$$Q=\frac{P(\mu_1\cos\theta-\sin\theta)}{\mu_1\cos\theta+\sin\theta} \dots\dots\dots(9)$$

5.1.1, 5.1.2 項より、コッタのこう配をいかに決めたらよいかを考察する。(8)式よりコッタのこう配が小さいければ μ_1 と μ_2 間の差が小さくても、コッタが効くことになる。

μ_1, μ_2 の値がどのように変化するかを実験により求めた。すなわち実機でこう配の変わったコッタで数種実験した。その結果、理論値とほぼ一致し、最適の押し下力を得るに必要なコッタのこう配を決定した。コッタ背面の摩擦(μ_1)を小さくするためにこの面を油潤滑し、コッタ腹面の摩擦(μ_2)を大きくするためにその面にギザギザの目立てをした。

(9)式より、コッタを引き抜く力 Q は、 μ_1 が大きくなるほど、コッタのこう配が小さくなるほど大きくなる。したがってコッタ



第11図 ケリーバ支持機構

のこう配を小さくすれば、押し下力は十分出るが、引き抜きに大きな力を要するため、こう配を小さくするにも限度がある。数種類の実験によりこう配の最適値を求めた。

5.2 ケリーバ支持機構

ケリーバ支持機構を第11図に示す。

せん孔が進んでセカンドケリーバが伸びていく過程、およびインナケリーバが伸びていく過程において、アウタケリーバとセカンドケリーバは、スラスト④の頂部でディスタントピース③を介してささえられる。すなわち、アウタケリーバ①は緩衝バネ②を介し、ディスタントピース③を通してスラスト④にかかる。スラストはシリンダ⑤にささえられているから、シリンダを押し下げるようにケリーバはささえられている。

緩衝バネ②は、前項で述べた衝撃力を吸収することができるが、それ以上の衝撃力はシリンダの油圧を急上昇させる、このショックを逃がすためにシリンダに安全弁が設けられている。スペーサ⑦は緩衝バネ②の圧着を防ぐためのものである。

6. 油圧機構

機構の作用

押し下げ装置に駆動するため第12図のような油圧機構を持っている。

ギヤポンプは、エンジンクランク軸前端から、チェーンカップリングを経て駆動され、この圧油は、運転席後方の操作弁を経て左右のシリンダに送られる。

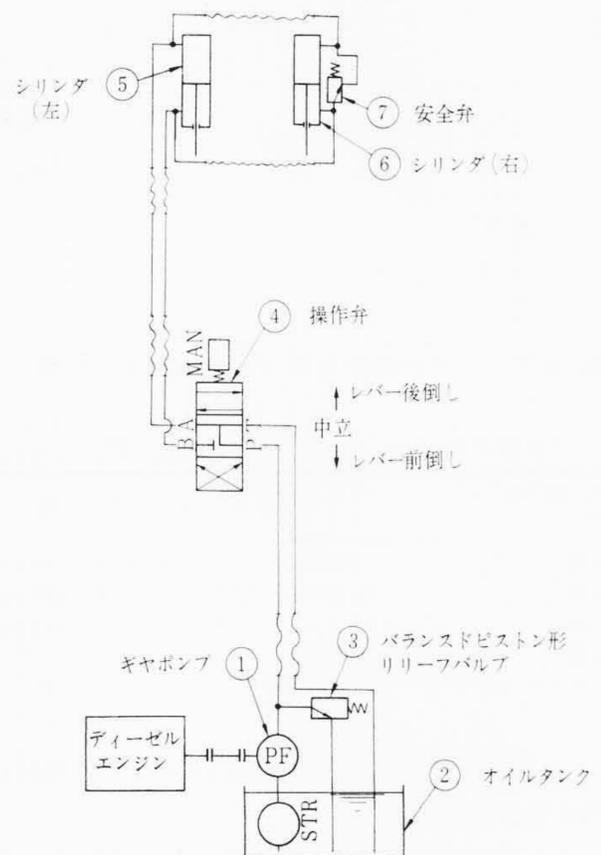
ケリーバを巻き下げるとき、アウタケリーバがスラストの上端に衝突し、スラストに大きい押し下げ力がかかり、シリンダ下部の油圧が急上昇する。この圧力をシリンダ上部へ逃がすため、右シリンダに安全弁が設けられている。

第13図はスプリングロード形安全弁でこれは全量圧力のオーバーライドが低く高い衝撃感度を持っている。

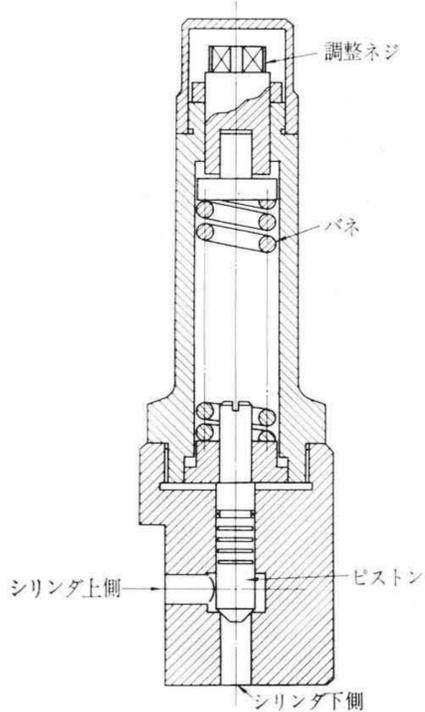
7. 試験工事実績

7.1 工場内試験

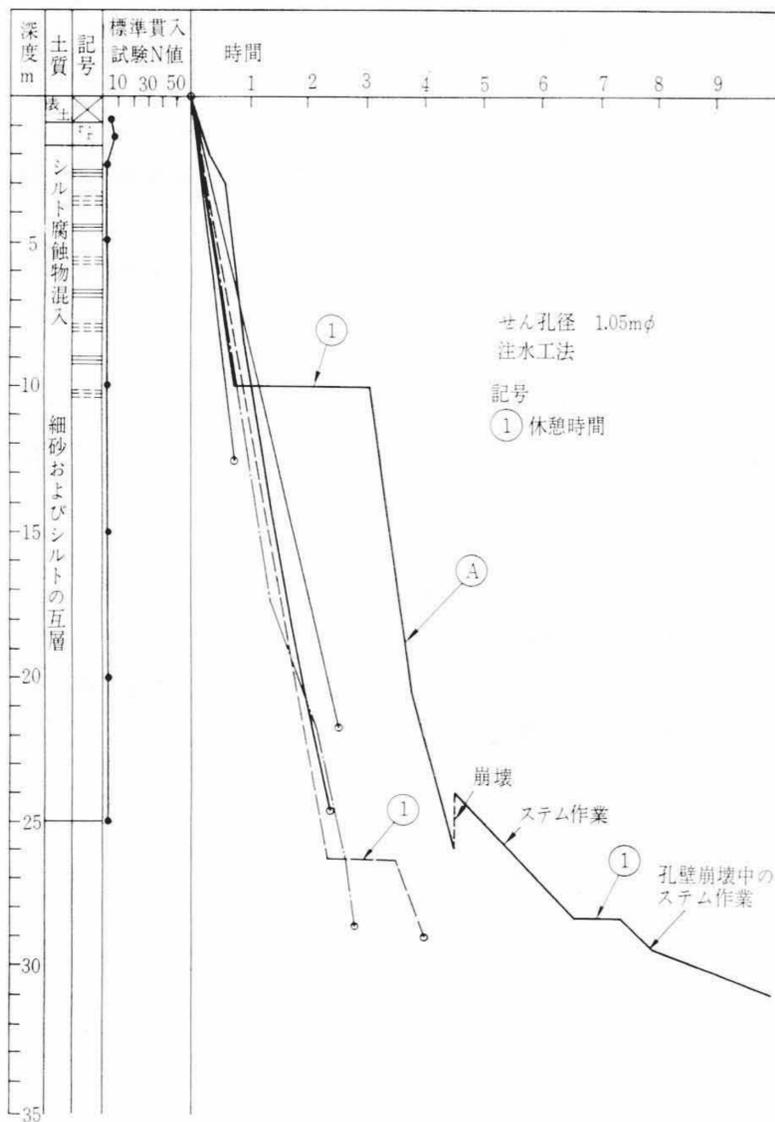
第14図は工場内試験における作用時間とせん孔深度の関係を示す。この図からせん孔深度と時間の関係は、第2表のようになり、



第12図 油圧機構



第13図 安全弁



第14図 工場内試験記録 (せん孔深度—時間)

第2表 せん孔深度—時間

せん孔深度 (m)	せん孔時間
0~10	35 min~1h10 min (平均 50 min)
0~20	1h25 min~2h20 min (平均 1h50 min)
0~25	2h ~2h30 min (平均 2h15 min)
0~29	2h45 min

穿孔深度ごとの平均サイクルタイムは第3表のようであった。

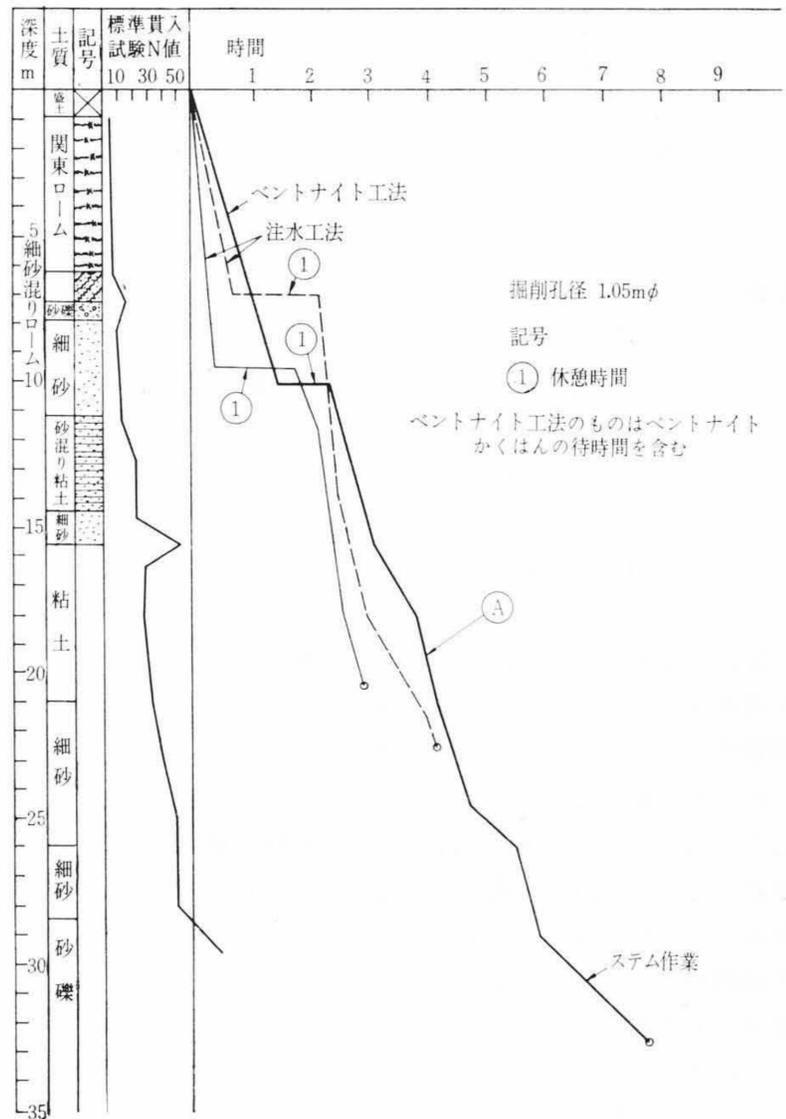
7.2 都内K地区の試験

第15図は都内K地区におけるせん孔能力試験の記録である。

④の作業はベントナイト溶液で孔壁を保護しながら深度28.5m以

第3表 せん孔深度—サイクルタイム

せん孔深度 (m)	1回の平均せん孔時間
0~5	1 min 40 s
5~10	1 min 20 s
10~15	1 min 30 s
15~20	2 min
20~25	2 min 35 s
25~29	2 min 42 s
29~35	7~10 min (ステム作業)



第15図 都内K地区試験記録 (せん孔深度—時間)

下の東京砂利層(小石の大きさ50~150φ玉石)を約4mせん孔したものである。

せん孔深度と時間は下表のとおりであった。

せん孔深度 (m)	せん孔時間	備考
10	30 min~1h20 min	ベントナイト溶液の注入時間と正味せん孔時間の合計時間をせん孔時間としたため、せん孔速度はおそく表示されている。
15	1h ~2h10 min	
20	1h30 min~3h10 min	
25	4h10 min	
29	5h10 min	
32.5	7h(ステム作業)	

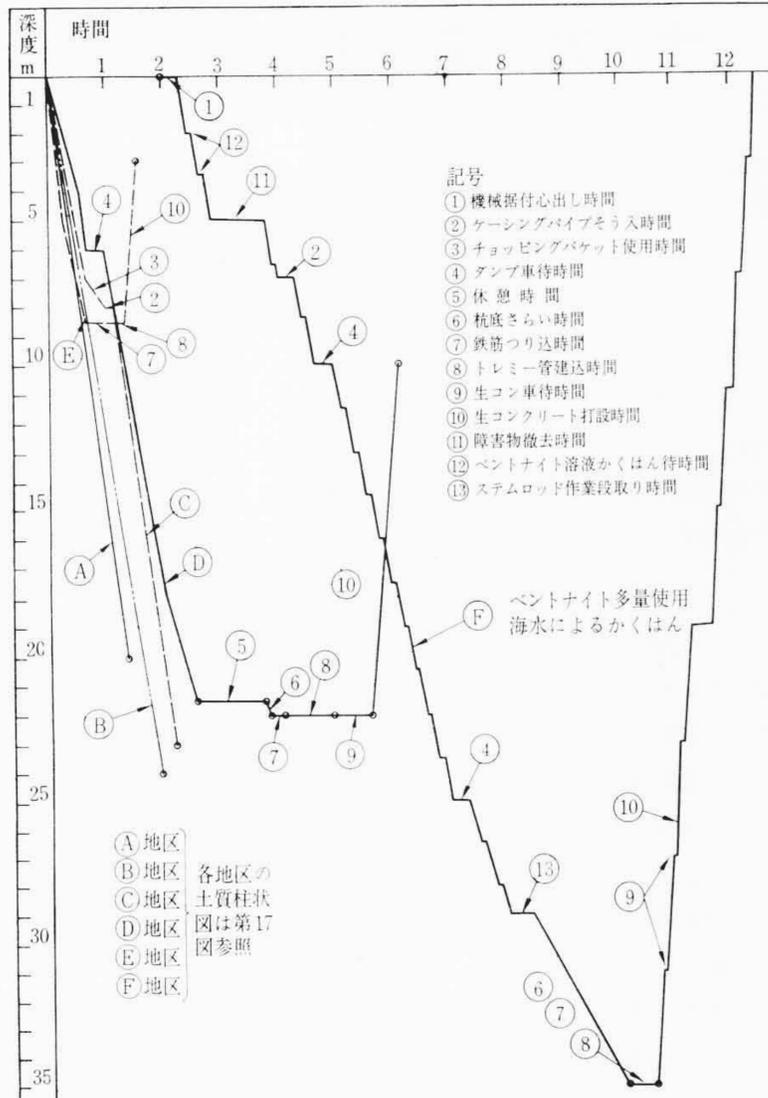
7.3 工事实績例

せん孔速度を表わした工事实績の数例を第16図に示す。またそれぞれの土質柱状図は第17図、工事内容は第4表のとおりである。

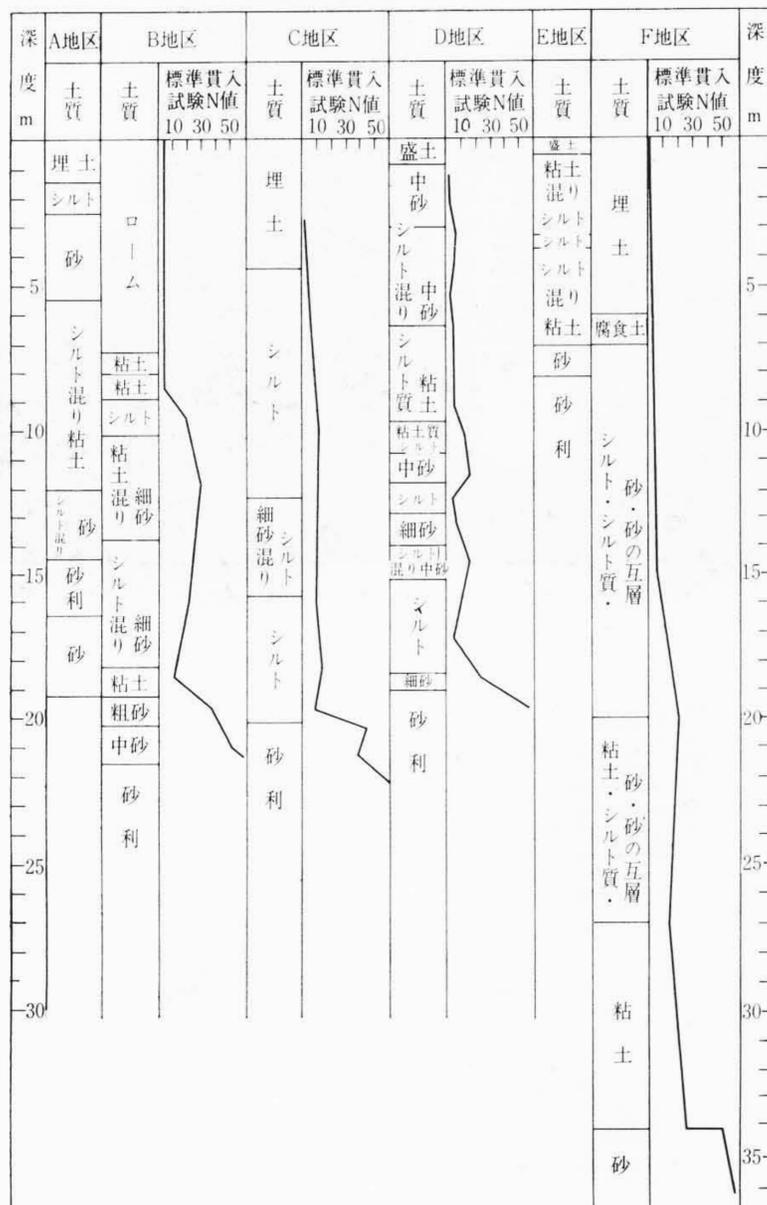
せん孔速度は第4表のように最も遅いものと早いものでは8.25~14.3 m/hで、全工事を平均したせん孔速度は11.4 m/hであった。第2図のようにバケットの駆動部分が小さく旋回して放荷することができるから建物に近接した作業が可能である。

ビルの谷間の狭い作業現場における使用例として都内G地区とH地区の状況を示したものが第18図である。

この工事現場は狭くて補助のクレーン車の乗り入れができない。



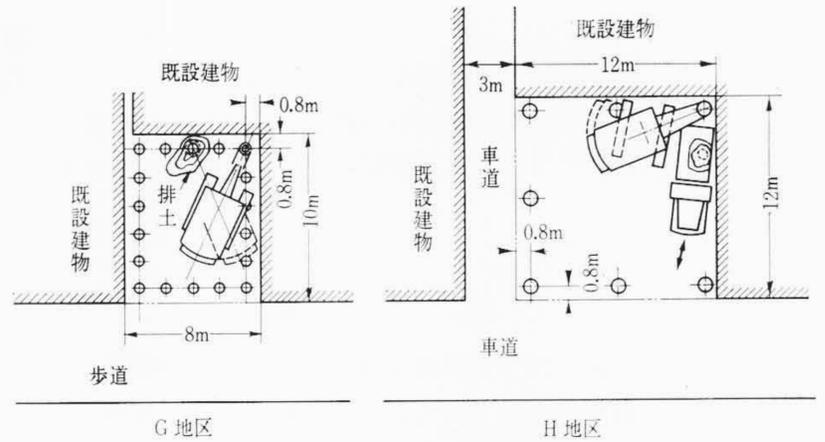
第16図 作業実績記録(せん孔深度—時間)



第17図 土質状態図

第4表 各地区の実績表

地区別	せん孔直径 (mφ)	せん孔深さ (m)	せん孔時間 (h)	せん孔速度 (m/h)	用途
A	1.1~1.2	20	1.40	14.3	土留用鋼建込み
B	0.64	24	1.90	12.6	土留用鋼建込み
C	1.0	23	2.05	11.2	場所打コンクリート杭
D	0.8	22	2.35	9.35	場所打コンクリート杭
E	1.0	8.5	0.66	12.9	場所打コンクリート杭
F	1.0	35	4.25	8.25	場所打コンクリート杭



第18図 工場現場状況図

G地区はせん孔径1mφと0.6mφで深度14.5m、建築用鉄骨柱建込、土留用H形鋼建込に使用され、排土処理は一度地面に山積した後搬出した。

H地区ではせん孔径0.8mφ、深さ24mをベントナイト溶液を注入しながらせん孔し、場所打コンクリート杭を打ち、排土はダンプ車へ直接積み込んだ。

なお実際の作業においては、段取りのための待ち時間が一般に多くなり、本試験作業のときの施工時間よりながくかかる場合もある。

8. 結 言

U 106 アースドリルの設計要点、および試験結果について述べたが、近時、特に要望されている無騒音、無振動基礎工事にきわめて好適であるという結論を得た。

- (1) 油圧押し下げ装置の働きは良好で、押し下げをかけないときの作業に比べ格段の差が見られる。
- (2) せん孔速度は、各地区の実績から、せん孔直径0.64~1.20m、せん孔深さ8.5~35mで、平均11.4m/hとなり、従来のせん孔機械よりも相当に速いことが判明した。
- (3) 今まで、オールケーシング工法でなければできないと思われていた弱い地盤でも、本機はふところが広いので地上高の高い表層ケーシングを使って地上1m程度の水位がかけられ崩壊(ほうかい)が防止できる。
- (4) せん孔の真円度、垂直度が非常によく、せん孔場所打ちとしては十分信頼できるものであった。
- (5) 狭い場所でのせん孔作業に非常に便利である。
- (6) 一台の機械で荷役作業も同時にでき作業能率を一段とよくしている。

最後に、特許の使用許可をいただいた清水建設株式会社および試験機の試験について多大のご援助をいただいた日本国土開発株式会社および株式会社竹中工務店に対し深く感謝する次第である。