

港 湾 技 研 資 料

TECHNICAL NOTE OF
PORT AND HARBOUR RESEARCH INSTITUTE
MINISTRY OF TRANSPORT, JAPAN

No. 38 October 1967

グラブバケットの落下時衝撃試験およびつかみ特性試験（第1報）

—設計基準のための試験に必要な2, 3の予備実験結果について— ……………岩田尚生・高砂 忠

大型浚渫実験装置の設計概要について……………早乙女保二・菊谷 徹・石塚浩次

昭和 42 年 10 月

運輸省港湾技術研究所



総目次

グラブバケットの落下時衝撃試験およびつかみ特性試験（第1報）

—設計基準のための試験に必要な2, 3の予備実験結果について— ……………岩田尚生・高砂 忠

大型浚渫実験装置の設計概要について…………… 早乙女保二・菊谷 徹・石塚浩次

大型浚渫実験装置の設計概要について

早乙女 保 二
菊 谷 徹
石 塚 浩 次

大型浚渫実験装置の設計概要について

目 次

概 要	
1. ま え が き	2
2. 諸 元 の 決 定	2
2.1 掘 削 力	2
2.2 砂 槽	2
2.3 バケツ寸法	3
3. 掘削抵抗の測定法	4
4. 実験装置について	7
4.1 実験装置の概要	7
4.2 操 縦 車	7
4.3 電線巻取装置	9
4.4 走行レール	10
4.5 実 験 車	11
5. 実験砂槽について	20
5.1 砂槽の設備と主要目	20
5.2 砂槽建設概要	20
6. 安 全 装 置	23
7. 実験試料について	24
7.1 予 備 実 験	24
7.2 採 取 場 所	25
7.3 締め固めについて	25
7.4 土質試験法と結果	26
8. 建 設 費	27
9. あ と が き	27
参 考 文 献	27

ON THE OUTLINE OF THE DESIGN OF FACILITIES FOR LARGE SIZED DREDGING EXPERIMENT

Yasuji SAOTOME *
Tooru KIKUYA **
Kooji ISHIZUKA **

Synopsis

This technical note was written on the outline design of facilities constructed in 1965 for large sized dredging experiment and recently was started to experiment on model bucket of bucket dredger.

The object of experimental study of this facilities are on the excavative mechanism of bucket, dipper, drag-suction and pump-dredger, and first experimental study is on the study of the bucket's excavative resistance force.

The purpose of this study are to make clear on the relation among the bucket excavative resistance force, the nature of the soil and bucket's shape to be used, and to design for better effective bucket and quantitatively to express the influence of the nature of the soil.

The material to be used are sand, gravel, clay and their mixture which are consolidated by tire-roller. The bucket's shape to be used are the shape of conventional buckets and improved new shape of the buckets.

The contents of this technical note are roughly as follow.

1. Purpose of experiment.

To design for better bucket though proving factor in connection with relation about excavating capacity of buckets, the nature of soil and shapes.

2. Decision of elements.

Bucket excavating capacity is 2000 kg to edge of blades horizontally. The sand tank has dimension of $4 \times 4 \times 70$ m (width \times height \times length).

3. Measurement method.

Calculates the excavating power at bucket blades horizontal and normal components. The measurement of its normal and horizontal components is to be made respectively by load cell. Other gauges to be used are a torque meter and a speed meter. The measured data will be recorded at an electromagnetic oscillograph through a strain meter.

4. Regarding testing equipment.

1) Outline of testing equipment.

Testing equipment is constitute of testing machinery, electric apparatus, running rail and sand tank.

2) Controller.

The terms of design are. The pulling capacity is 4000 kg at velocity of 18.3m/min, 4 step change at velocity of 0.6~60 m/min, drive system rack-pinion type, motor, 11 kw, 1650~165 rpm, feed system, wire reel type and the total weight is 4300 kg.

3) Wire reel device.

The reel drum will control expansion and contraction of the cable which feed to the testing equipment. Reel drum, 1400 \times 600mm (diameter \times width), slipring, 200V, 3 pole, 400A, use wire is Rubber-insulated and the length is 70m.

4) Running rail.

The rail is used to let the testing machinery to run on and the length is 60m. The important elements are consisted of I beam, light rail, and racks.

5) Testing car.

The terms of design are. Tumbler driving torque is 2000 kg. cm, the edge force of bucket is 2000kg. Its constitution are track frame, upper frame, ladder, a tumbler driving apparatus. No driving apparatus is provided for the testing car to run. A tumbler is equipment at the top of ladder where three buckets are installed. These buckets excavate soil by rotary motion. Bucket rotation, 1~10 rpm. Tumbler driving motor, 30 kw, 1250~125 rpm. Total weight is 11,360 kg.

6) Electric apparatus.

This article refers to the electrical machinery which have been used for the testing machinery.

5. Testing sand tank.

This article refers to the equipment and construction method. The length is 70 m.

6. Building.

A steel-frame construction building provided with a control room, and an analysis room at the second floor, and a hangar for the experimental machinery and a store room at the ground floor.

7. Safety apparatus.

Frictional slip instrument. Load cell apparatus.

8. This article refers to binding of testing material and test for soil.

The binding of the soil for the time of testing are made by used of Roller. The specification of Tire Roller. Total weight, 2000 kg, Tank capacity 3 m³ and 11 tires.

* Chief Research Eengineer, machinery Division.

** Research Engineer, Dredger and Construction Equipment Laboratory,

大型浚渫実験装置の設計概要について

早乙女 保 二 *
菊 谷 徹 **
石 塚 浩 次 **

概 要

本文は浚渫機の研究用として、40年度に着工し、この程実験開始した大型浚渫実験装置の設計概要を記したものである。

本装置の研究対象はバケット、デッパ、ドラグサクシオンおよびポンプ浚渫船の浚渫機構であるが、最初の実験研究はバケット浚渫船のバケット掘削抵抗力関係についてである。この研究目的はバケットの掘削抵抗力と土質、およびバケット形状との関係について解明し、より良いバケットを考察し、土質の影響を定量的に表示することである。土質は砂、砂利、粘土を混合し、締固め、バケット形状は在来のバケットおよび研究結果から更に改良した新形を使用して研究する。

本文の内容は大約次の通りである。

1. ま え が き

大型浚渫実験装置の必要性および研究目的について記した。

2. 諸 元 の 決 定

バケット掘削抵抗力の設計条件は刃先に水平に2,000kgとした。砂槽は4m×4m×50m(巾×高さ×長さ)、バケット容量は0.0625m³である。

3. 測 定 法

バケット刃先に生じる掘削抵抗力は水平、垂直分力として測定され、2個のロードセルとトルクメータにより算出する。測定計器はストレンメータ、電磁オシログラフである。

4. 実験装置について

1) 実験装置の概要

実験車、操縦車、電気設備、走行レール、および実験砂槽等にて構成される。

2) 操 縦 車

設計条件は18.3m/minにて4000kgのけん引力、4段切換にて0.6~60m/min、駆動方式はラックピニオン方式、電動機は11kw、165~1650rpm、給電方式は電線巻取式、総重量4.3t、

3) 電 線 巻 取 装 置

給電ケーブルの伸縮は巻取ドラムによって行う。巻取ドラム1400φ×600mm(直径×巾)、スリップリング200V、3P、400A、使用電線コム絶縁クロロブレンシースケープル、70m。

4) 走 行 レ ー ル

長さ60m、15kg軽軌条、Iビーム(200×100×7mm)、ラックより構成される。

5) 実 験 車

設計条件はタンブラ、駆動トルク2,340kg-m、バケット刃先水平力2,000kgとした。実験車は台車、上部構造、ラダー、ラダー俯仰装置およびタンブラ駆動装置にて構成される。ラダーの先端にタンブラがあり、そこにバケット3個が取付けられ、回転させながら掘削を行う。タンブラ回転数1~10rpm、タンブラ駆動電動機30kw、125~1,250rpm、総重量11,360kg。

6) 電気関係

実験機械に使用した電気機器についてのべている。

5. 実験水槽

鉄筋コンクリート造り、長さ70m、設備と建設の方法等についてのべている。

6. 建物

鉄骨構造で2階に制御室、解析室があり、1階は実験機械の格納庫、配電室、倉庫等の設備がある。

7. 安全装置

摩擦式スライド装置、ロードセル警報器が取付けられている。

8. 実験試料

試料の締固めと土質試験についてのべている。実験時の締固めはタイヤローラを使用し、タイヤローラの仕様は総重量2,000kgタンク容量3 m³、タイヤ11本である。

1. ま え が き

硬土盤浚渫地域が増加するにつれて、土質と掘削抵抗力の関係がより正確に新船の設計、在来船の運営、改善に必要なようになってきた。そのため、実船に応用する精度を高くする意味から、現実に使用されている掘削機具に近い寸法の横型を使用して、より早く、有効にこの問題を解決しようとして、本大型浚渫実験装置を完成させた。

従来、この種の研究は主に実船試験によって行われてきたが、海底における掘削が主であるため、掘削状況、土質状態が明らかでなく、実船試験結果はその地域の測定値としての価値のみに終る場合が多い。研究方法としては実船試験による積み重ねとして行う方法もあり、有効であるが、掘削機構に生じる力の測定方法、海底状況の把握方法、研究員の派遣等に困難な問題がある。また、当所においても早くからこの種の研究を行っていたが、掘削機具が解析的には複雑な形状であるため、および小形横型より相似則によって実船に応用する方法が、明らかでないため等により著しい研究の進展はなかった。本装置は以上の問題点を省いて研究する装置であるが、実験室で行うため如何にして実験地盤を浚渫現地に似せて作成するかの問題が残る。今後、土質関係研究者の指導のもとに、研究を進めなければならないと考えている。

本文は、本装置の設計資料の保存、および参考資料になればと考え作成したものである。

2. 諸元の決定

2.1 掘削力

掘削力は土質、バケット形状、速度、その他の要素によって異なるので明確に決定出来ないが、設計には重要なもので何らかの方法によって決定する必要がある。そこで目安として既設の掘削試験装置によって求めた。実験試料は砂、バケット形状は概略42×44×51cm（巾×高×長）容量は0.078m³である。実験の種類は乾燥砂、湿潤砂の2種類で行った。この実験結果によって水平力、垂直力ともに最大1.6tと求められ、設計には2tとして行うことにした。

2.2 砂槽

砂槽の巾はバケット巾に比較して狭すぎると、掘削力に巾の影響が作用する。巾の決定方法は種々あると思われるが、掘削時の走行方向に対する断面をとって考察した。図-1は掘削時の走行方向に対する断面を示す。

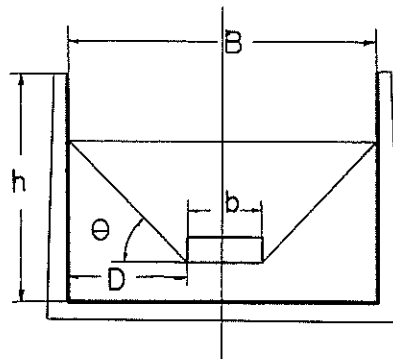


図-1 掘削時の走行方向に対する断面

* 機材部主任研究官

** 機材部作業船研究室研究員

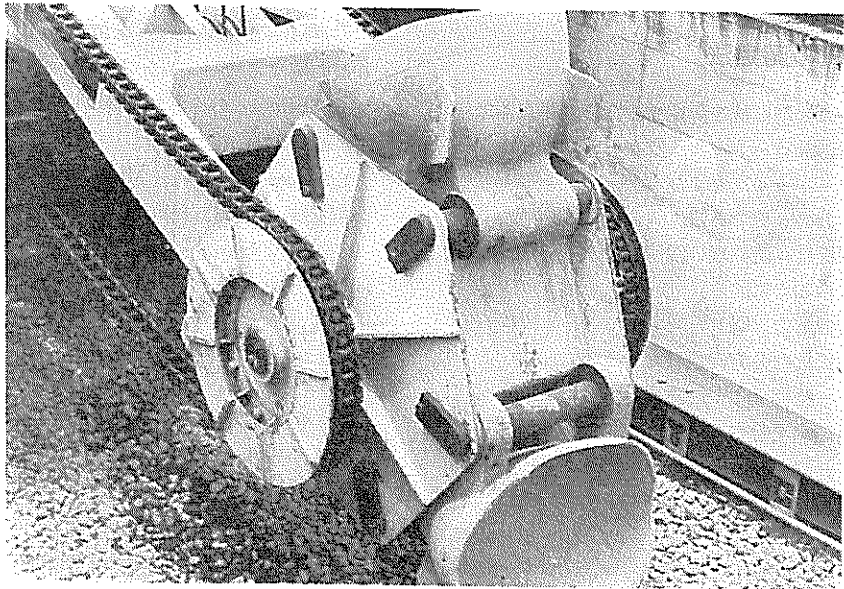


写真 1 バケ ッ ト

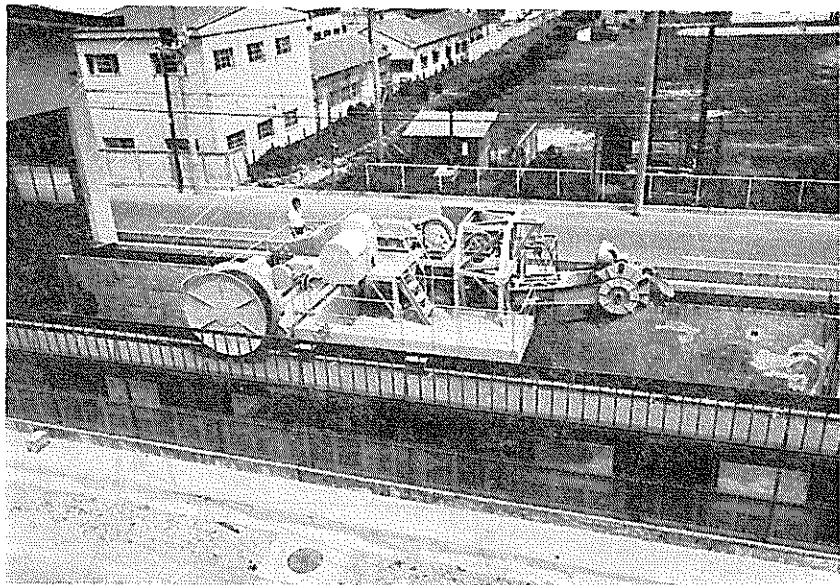


写真 2 全 体 図

図において B :巾, b :バケツ巾, D :掘削影響巾,
 θ :掘削影響角(約 45°)とすると

$$B = 2D + b$$

ここで試料の深さを 2 m とし, 掘削は底の影響を考慮し
 て底から 50 cm までと仮定すると,

$$B = 2 \times 1.5 + b$$

b を 1 m とすると, B は 4 m となる。深さ h は実験装置

の関係より 4 m とした。

2.3 バケツ寸法

バケツは実用に供している寸法が良いのであるが,
 砂槽, 建設費等の関係より 0.0625 m^3 を使用した。寸法は
 $73 \times 56 \times 35\text{ cm}$ (巾 \times 高 \times 長) である。写真 1 にバケ
 ット, 写真 2 に実験装置の全体図を示す。

3. 掘削抵抗の測定法

横型バケットの掘削抵抗を測定するための測定器は、ラダー支点近くの5tロードセル、ラダー俯仰ワイヤシブ上部の10tロードセル、およびバケット回転駆動電動機軸端のトルク計の3個である。

図-2は掘削抵抗測定原理の説明図である。図を参照して、記号を次の如くにする。

- F ; 掘削抵抗力 (kg)
- λ ; 掘削抵抗力の方向角 (度)
- V ; ラダー俯仰ワイヤの垂直分力 (kg)
- V_H ; 同上の水平分力 (kg)
- α ; ラダー俯仰ワイヤとラダーのなす角 (度)
- H ; 水平ロードセルの測定値 (kg)
- Mf ; 掘削抵抗トルク (トルク計の測定値との関係は歯車、軸受等の損失を無視すると $Mf = 122.6M$, Mはトルク計の指示値) (kg-m)
- W ; ラダー、バケット、チェーン等の重量 (kg)
- l_G ; 同上のラダー支点よりの重心距離 (m)
- θ ; ラダー傾斜角 (度)

自重を無視して、A点に関するモーメントの釣合から

$$F \{3.65 \sin(\lambda + \theta) + 1.30 \cos \lambda\} + V_H (1.30 + 2.35 \sin \theta) + Mf - 2.35 V \cos \theta - 0.975 H = 0 \quad \dots(1)$$

0点に関するモーメントの釣合から、

$$3.65 F \sin(\lambda + \theta) + 2.35 V_H \sin \theta - 2.35 V \cos \theta = 0 \quad \dots(2)$$

(1), (2)式より

$$1.30 F \cos \lambda + 1.30 V_H + Mf - 0.975 H = 0 \quad \dots(3)$$

掘削抵抗水平分力を $F \cos \lambda = F_H$ と置換え、 $V_H = V \cot(\alpha + \theta)$ であるから、整理して、掘削抵抗水平分力 F_H は

$$F_H = \frac{3}{4} H - V \cot(\alpha + \theta) - \frac{Mf}{1.30} \quad \dots(4)$$

α と θ の関係は実用範囲にて

$$\alpha = 73^\circ 42' - 0.4898\theta \quad \dots(5)$$

であるからH, V, Mf, θ の測定値より F_H が計算できる。

掘削抵抗垂直分力 F_V は(2)式より

$$F_V = 0.644 \{1 - \cot(\alpha + \theta) \tan \theta\} V - F_H \tan \theta \quad \dots(6)$$

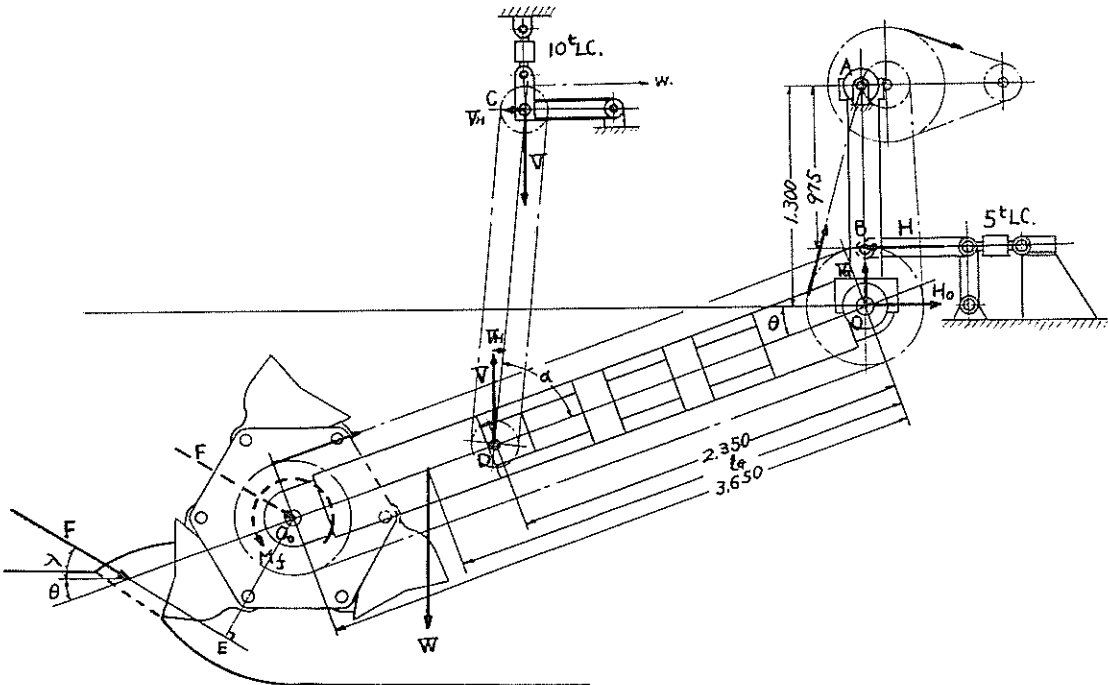
(4)式同様、 F_V が計算できる。

図-2の $\vec{O} \cdot \vec{E} = \vec{l}$ を掘削抵抗力の作用中心半径とすると、

$$Mf = F \vec{l} \sin(\lambda + \theta) \quad \dots(7)$$

(2), (7)式より

図-2 掘削抵抗測定法



$$l = \frac{Mf}{0.644V \{1 - \cot(\alpha + \theta) \tan \theta\}} \dots\dots\dots(8)$$

ラダー自重による測定値の補正

各ロードセルはラダーを水平位置にて、0点調整を行うと、ラダー、バケット及びチェン等の重量のためH、Vの値を補正しなければならない。補正値をそれぞれ ΔV 、 ΔH とすると、

$$\Delta V = \frac{Wl_0}{2.35} \left\{ \frac{1}{1 - \cot(\alpha + \theta) \tan \theta} - 1 \right\} \dots\dots(9)$$

$$\Delta H = \frac{4}{3} \cdot \frac{Wl_0}{2.35} \left\{ \frac{\cot(\alpha + \theta)}{1 - \cot(\alpha + \theta) \tan \theta} - \cot \alpha \right\} \dots\dots(10)$$

$$\left. \begin{matrix} \cot \alpha \\ \theta = 0 \end{matrix} \right\} \dots\dots\dots(10)$$

になる。 ΔV 、 ΔH 共に引張荷重として補正する。図-3、4は $Wl_0/2.35=3,070\text{kg}$ として計算値と測定値を示した。図-5は(4)、(6)、(8)、(9)、(10)の計算に使用する計算表である。

現在使用しているロードセル、トルク計の校正値は次の通りである。

10⁴ロードセル 5⁴にて 1221×10^{-6} ストレン、5⁴ロードセル 2.5⁴にて 299×10^{-6} 、トルク計 10⁴kg^mにて $1,040 \times 10^{-6}$

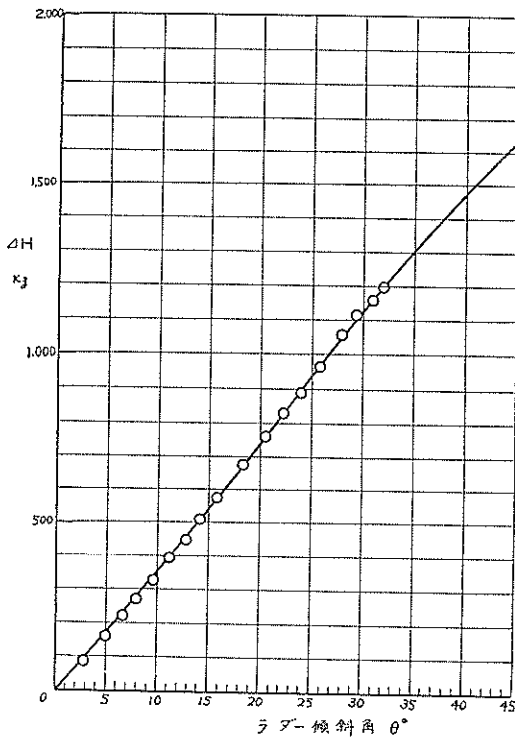


図-3 ΔH の補正値

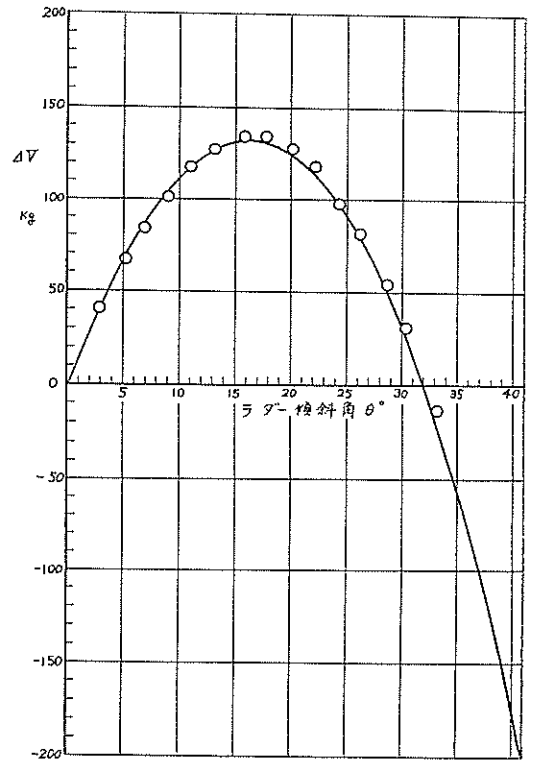


図-4 ΔV の補正値

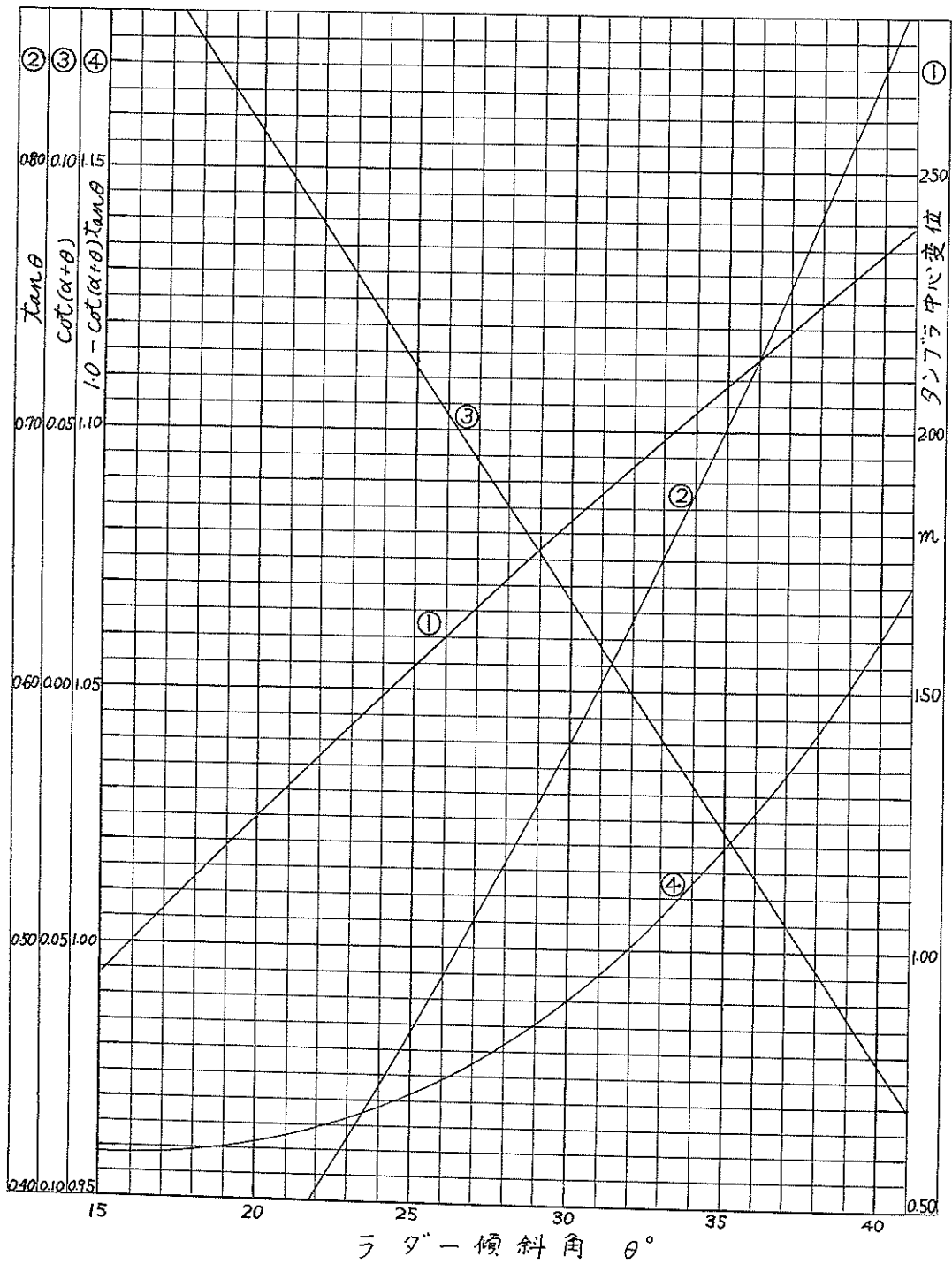


図-5 計 算 図 表

4. 実験装置について

4.1 実験装置の概要

装置は実験車、操縦車より構成される。操縦車は実験車をけん引するもので駆動装置、電線巻取装置が主である。実験車には駆動装置はなく、バケットをラダー先端のタンブラにつけて実験を行うもので、設計はバケット刃先に2tの力量が作用するとして行った。操縦車は遠隔制御も可能である。図-6に実験装置の一般図を示す。主要目は以下の通りである。

操縦車：総重量：4.3t

速度：0.6~60m/min

電動機：整流子電動機11kw 1650~165rpm

駆動方式：ラックピニオン式

給電方式：電線巻取式

実験車：総重量：11.36t

バケット回転数：1~10rpm 個数：3個

電動機：整流子電動機 30kw 1250~125rpm

ラダー俯仰電動機：

2.2kw ブレーキモータ

計測器：ロードセル、トルクメータ

その他：電気機器、走行レール、砂槽

4.2 操縦車

1) 電動機出力の決定

初計画は、18.3m/minにて、けん引力4tである。

けん引力は次式で与えられる。

$$F = T_1 \times i \times \frac{2}{D} \times \eta$$

F：けん引力(t) T₁：原動機軸におけるトルク(t·m) D：駆動輪の直径(m) i：減速比 η：原動機から駆動輪までの伝動効率で各段の効率を乗じたもの

$$T_1 = \frac{975 \times \text{kw}}{N}$$

N：毎分回転数(rpm)

ここで F=4t, N=1650rpm D=0.216m i=61.15

$\eta = 0.95^3 \times 0.96^2 = 0.79$

2式より各々の値を代入して

kw=15

上記の結果電動機出力を15kwと決めたが、種々の理由で予算の不足を生じ、電動機の出力をさげて11kwにし

た。従ってけん引力は、18.3m/minにて2.9tとなる。

2) 駆動装置

図-7に駆動装置を示し、表-1にモジュールと歯数を、表-2に速度変換を示す。

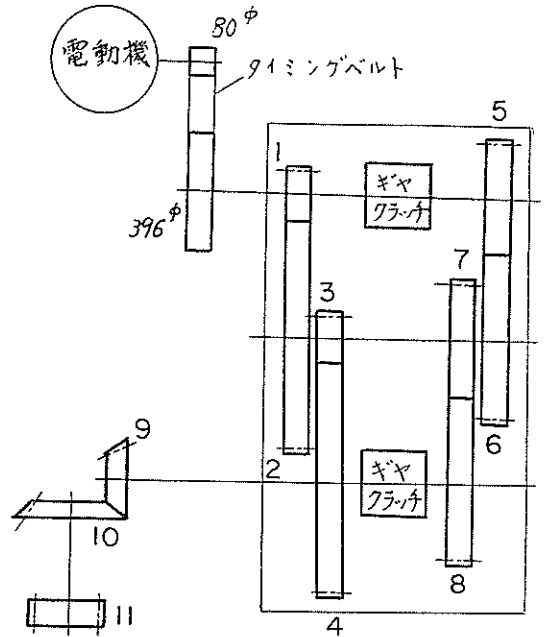


図-7 駆動装置

表-1 モジュールと歯数

No.	M (モジュール)	Z (歯数)	No.	M	Z
1	6	17	7	7	37
2	"	72	8	"	51
3	7	16	9	8	19
4	"	72	10	"	37
5	6	37	11	"	27
6	"	52			

歯車は1, 3, 11, がS35C, 2, 4, 5, 6, 7, 8がSC55, 9がSNC-2の材質を使用して、各々の安全率を1.5~2とした。歯車の設計は、ルイス式、ヘルツ式を使用した。

表-2 速度変換

	歯車の組合せ	m/min	i	F(t)
高速	5 6 7 8	60~6	18.62	0.9
中速	1 2 7 8	19.8~1.98	56.65	2.7
中速	5 6 3 4	18.3~18.3	61.15	2.9
低速	1 2 3 4	6~0.6	186.23	8.8

3) 軸, 軸受

軸の設計は捩り曲げ剛性を考慮して行った。材質は、S45Cで剪断許容応力 $\tau = 560 \text{ kg/cm}^2$ とした。各軸径は次のようである。

一段軸：55mm ϕ 二段軸：65mm ϕ 主段軸：80mm ϕ
ラックピニオン軸：90mm ϕ

軸受は、駆動装置に円筒ころ軸受、単列固定玉軸受、主段軸に円錐ころ軸受、ラックピニオン軸には単列アンギョラコンタクト玉軸受、ピロブロックを使用し、寿命時間を1~4万時間の範囲内にした。

計算したのは下式である。

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^A$$

L：軸受の計算寿命 C：基本負荷容量、P：軸受にかかる荷重 A：軸受の種類により定数 玉軸受3
ころ軸受 10/3 である。

4) 車輪

車輪は材質SC60で車輪径250mm ϕ 、軸径50mm ϕ の片フランジ付車輪で、起重機用車輪である。車輪数は4個。設計は下式によった。

$$P = D (b - 2r) k$$

P：許容輪圧 D：直径 b：レール踏面の巾 r：レール頭部の半径
k：許容応力係数SC60 40~60kg/cm²使用したレールはAS15K。

各々の値を代入すると、

$$P = 25 \times (4.3 - 1) \times (40 \sim 60) = 3.3 \sim 5t$$

と求められる。

5) 重量とフレーム

重量は電線巻取装置1520kg (巻取ドラム1380kg, 巻取駆動部140kg), 電動機400kg, 駆動部510kg (ギヤボックス, 歯車), フレーム1870kg (形鋼, 鋼鋼板等)の合計4300kgである。

フレーム部材の決定は次のように求められる。図-8は剪断力線図を示すもので、W₁：巻取ドラム W₂：巻取駆動部 W₃：電動機 W₄：駆動部である。各荷重は同一平面にないが単純梁として計算する。ここでM：曲げモーメント、Z：断面係数 σ ：曲げ応力とする。支点間距離は425cmであり、集中荷重、分布荷重より $M = 217973 \text{ kg} \cdot \text{cm}$ と求められる。ここでI 300×90×9を4本使用するとして、曲げ応力を計算すると、 $Z = 192 \text{ cm}^3$ であるから、

$$\sigma = M/Z = 1135 \text{ kg/cm}^2$$

となり、材料の許容応力範囲内にあるから、I 300×90

×9を4本使用すれば良い。

図-9は台車フレームを示すもので主材料を I 300×90×9, [100×50×5, 鋼鋼板4.5mm その他の鋼板による溶接構造である。概要寸法は巾450cm, 長さ200cmである。

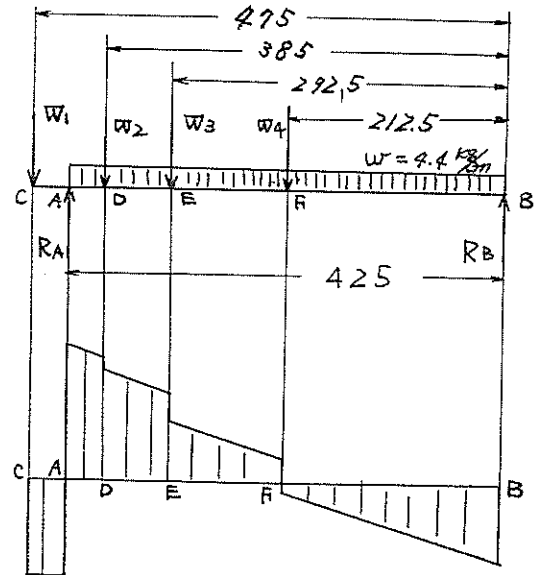


図-8 せん断力線

6) ブレーキ, その他の設備

ブレーキは電動油圧制動機を減速機一段軸の外部に取り付けて、ブレーキ輪は、直径25cm ϕ 、巾8cmである。その他の設備としては次のようなものがある。

- (1) 操縦車各面にパイプの手すりを設けた。
- (2) レールクランプを両側(2つ)に設けた。
- (3) 歯車にはすべて鋼板製カバーをした。

4.3 電線巻取装置

電線の仕様：ゴム絶縁クロロブレンシースケープル 150mm²

装置重量：1520kg

巻取ドラム：1000kg トルクモータ：90kg 減速機：50kg 電線：380kg

電線巻取装置は実験車、操縦車へ給電するケーブルの伸び縮みを、巻取ドラムによって行うものである。従来移動車への給電はパンタグラフ式、架線式が使用されているが、立地条件、安全性のうえより上記の方法による。電線の性質は巻取装置の機構より要求されるものとして、機械的に強靱であること、耐水性の大、比較的軽

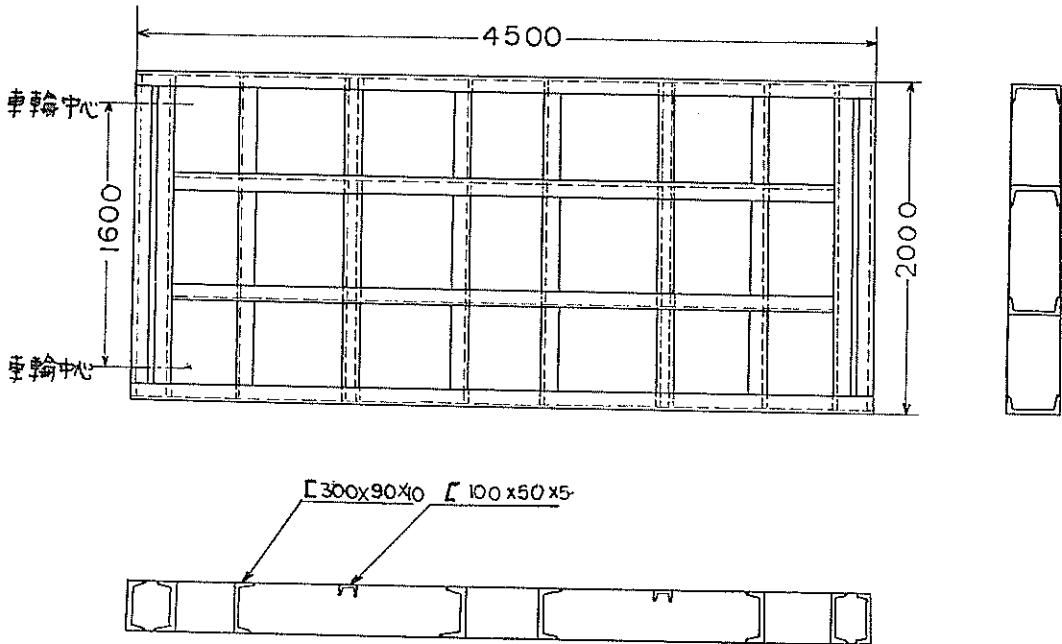


図-9 台 板 構 造

量である等の条件より、ゴム絶縁クロロプレキシースケープルを使用した。

電線容量は操縦車電動機 11kw, 実験車電動機 30kw, その他の電気機器の電流合計が 190A になり、また将来のポンプ浚渫船装置（既設）にも使用出来るものとして、許容電流 230A の 150mm² を使用した。使用電源は、200V, 50サイクル。構造を図-10 に示す。

主要部品は①巻取ドラム、②スリッリング (200V, 3P, 400A)、③サイクロ減速機 ④マグネットブレーキ、⑤トルクモータ (定格トルク 2kg・m 0~240V 1~1000rpm, 50サイクル)、⑥ターミナルボックスである。

受電設備側電線は砂槽側壁に固定され、移動側電線は巻取ドラムに固定し、走行時に支障のないように施工している。電線はトルクモータの使用によって所定のトルクが作用した時に作動する。巻取速度は操縦車電動機の数値に一致するように制御出来る。

表-3 に巻取装置の歯車を示す。

表-3 巻 取 装 置 歯 車

	M	Z	P. C. D
ピニオン	5	20	100
ギヤ	〃	94	470

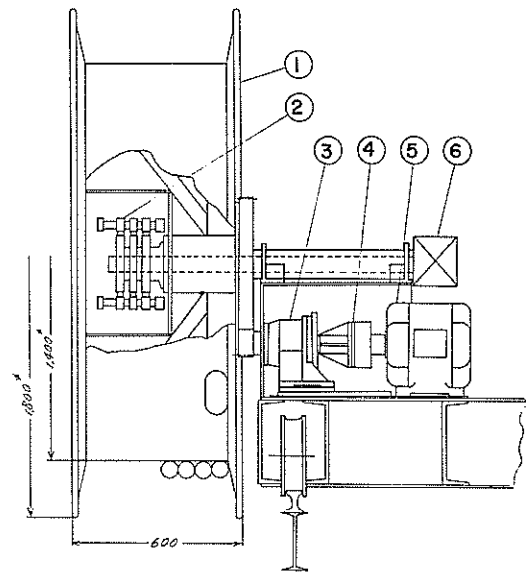


図-10 巻 取 装 置

4.4 走行レール

実験装置が走行するもので、全長60mである。主材料はIビーム (I 200×100×7)、軽軌条 (AS15k)、ラックより成る。取付けは砂槽側壁上面にIビーム固定

用のフックボルト（ピッチ70cm）が埋設してあり、受板をかいして固定する。レールはIビームの上面にボルトで固定する。図-11は走行レールを示す。

ラックの取付法は溝形鋼（ $\square 100 \times 50 \times 5 \times 200\text{mm}$ ）の小片を間隔1558mmでIビームの側面に溶接しその面にラック（1本長1734.1mm）をボルト（デスタンス、ピース付）で固定している。レールの取付精度はレール中心間4250 \pm 3mm、長手方向のおうとつは \pm 2mmである。

ラックの設計は下式による。

$$P = \sigma_b \times M \times b \times y \times f_v$$

P：全相当荷重（kg） σ_b ：許容曲げ応力（kg/mm²） M：モジュール b：歯巾 y：歯車係数、ラックは0.484 f_v ：速度係数 操縦車の速度60m/minでは、 $f_v = 3/4$ となる。

材質はS45Cであるから $\sigma_b = 30\text{kg/mm}^2$

M = 8 b = 100mm と仮定して計算すると

$$P = 30 \times 8 \times 100 \times 0.484 \times 3/4 = 5\text{t}$$

従って、モジュール8、歯巾100mmのラックにした。

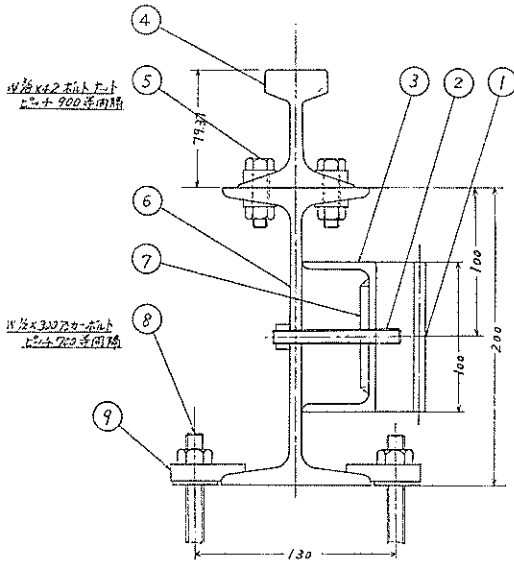


図-11 走行レール取付け

9	クリップ	SS41
8	アンカーボルト	S30C
7	受板 PL 6 × 65 × 200	SS41
6	I 200 × 100 × 7	〃
5	W 3/8 × 42 ボルト	SDB
4	軽軌条	〃
3	□ 100 × 50 × 5 × 200	SS41
2	W 1/2 × 38 スタッドボルト	SDB
1	ラックギヤ	S45C

4.5 実験車

設計条件はバケット刃先水平力2t および垂直力2tである。垂直力はバケット刃先が最下点に位置した時に直下に引張られるものとした。したがって、バケット駆動トルクはタンブラ軸中心より刃先まで1mと仮定して、2t・mとした。タンブラの回転数は最大10rpmにした。実験車の構成は台車、上部構造、ラダー、タンブラ、ラダー俯仰装置、バケット駆動装置および安全設備よりなっている。

1) バケット駆動装置

駆動電動機：出力30kw、回転数125~1,250rpm

トルク23.40kg-m

図-12に歯車、チェーンの配置を示し、表-4に歯車、チェーンの仕様を示した。表-4のE以下のスプロケットは歯部高周波焼入れをしている。

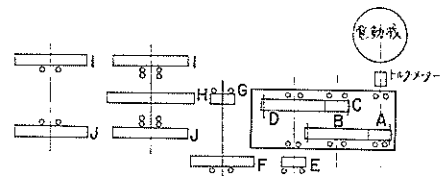


図-12 歯車チェーンの配置

駆動装置は駆動電動機よりトルクメータ、減速機、第1第2チェーン、ラダーチェーンの順序でバケットを回転させる。歯車、チェーンの強度は次のようになった。

(a) 減速機内の歯車 (A-B)

$$\text{ピッチ円周上接線方向の力 } P = \frac{23.4}{\frac{0.102}{2}} = 460\text{kg}$$

ルイスの式から歯車の曲げ強さはA歯車約1,700kg、B歯車約1,100kgになるので十分な強さである。

使用チェーンは椿本R025H、破断荷重34.0tであるから、安全率は34.0/3.65=9.3である。

(F) バケット刃先接線力の試算

$$P = 3,650 \times 2 \times \frac{688.2}{2 \times 1,000} \times 0.95 = 2,380\text{kg}$$

計算値は初期の目的である刃先水平力2tを上回っているが、これは歯車、チェーン、軸受等の効率を最良にして計算したためである。最悪の条件にても十分と考えられる。

2) 軸および軸受

(a) タンブラ軸

表 4

記号	モジュール	歯数	ピッチ円 mm	歯巾 mm	回転数 rpm	周速度 m/s	材質
A	6	17	102	70	1,250	6.67	SNC-2
B	6	78	468	66	272.5	"	SC55
C	8	17	136	90	"	1.94	"
D	8	61	488	86	75.9	"	"
E	ピッチ 31.75	21	213.03	3列	"	0.84	S35C
F	"	67	677.37	"	23.75	"	SC45
G	44.45	21	298.24	"	"	0.37	S35C
H	"	49	693.77	"	10.2	"	SC45
I	63.5	34	688.21	1列	"	0.36	SC55
J	"	34	"	"	"	"	"

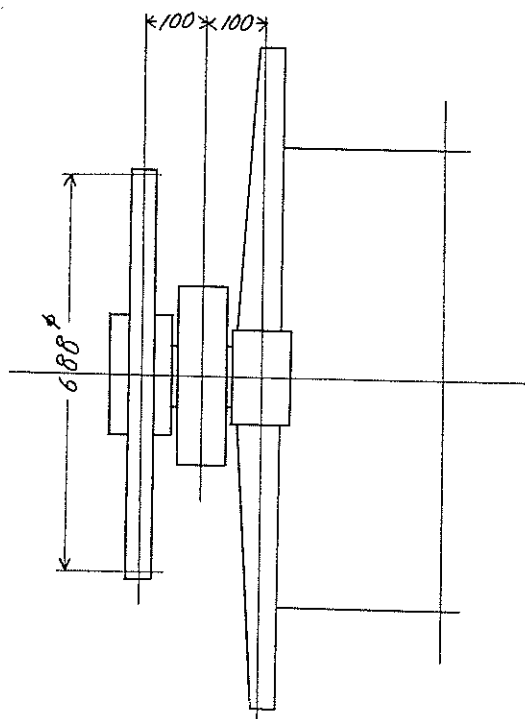


図-13 タンブラ軸

図-13にタンブラ軸の基本設計図を示す。タンブラ軸はチェーン駆力によって曲げられながら、振れが生じるのでそれについて計算すると、

$$M_e = \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2})$$

(b) 歯車C-D

$$P = 460 \times \frac{468}{136} \times 0.97 = 1,540 \text{ kg}$$

ここで、0.97は油浴歯車の効率である。前同様リースの式からC歯車2,800kg、D歯車3,600kgであり十分な強さである。

(c) チェンE-F

$$P = 1,540 \times \frac{488}{213} \times 0.97 = 3,530 \text{ kg}$$

使用したチェンは椿本RS-87A、破断荷重32.64tであるから安全率は32.64/3.53≒9.2である。

(d) チェンG-H

$$P = 3,530 \times \frac{677.4}{298.2} \times 0.95 = 7,630 \text{ kg}$$

チェーンの伝導効率を0.95にした。使用チェーンは椿本RS-106A、破断荷重は62.94tであるから安全率は62.94/7.63≒8.3である。

(e) ラダー上のチェン(I-J)

ラダーの両側にてバケット駆動しているのでチェーン張力Pは

$$P = 7,630 \times \frac{693.8}{688.2} \times \frac{1}{2} \times 0.95 = 3,650 \text{ kg}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{32M_e}{\pi d^3}$$

M : チェン張力による曲げモーメント

T : 振りモーメント

Me : 相当曲げモーメント

σ_{max} : 最大主応力

d : 軸径

計算

$$M = 3.65t \times 0.10m = 0.365t \cdot m$$

$$T = 3.65t \times 0.688m/2 = 1.255t \cdot m$$

$$\therefore Me = \frac{1}{2} (0.365 + \sqrt{0.365^2 + 1.255^2}) =$$

$$0.84t \cdot m$$

d = 100mm とすると,

$$\sigma_{max} = \frac{32 \times 0.84 \times 10^5}{3.14 \times 10^3} \approx 860 \text{kg/cm}^2$$

材質を S35C 使用すると、弾性限度の 30% 以下になるので安全である。

(d) ラダーアーム下部軸

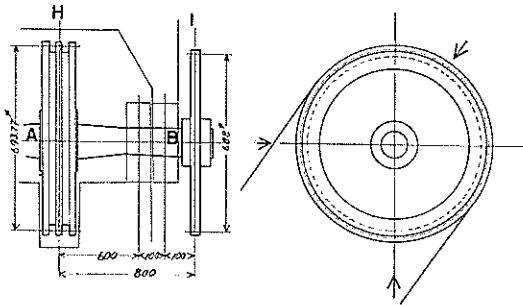


図-14 ラダーアーム下部軸

図-14に下部軸の基本設計を示す。A点の相当モーメントMeは

$$M = \frac{1}{4} \times 7.63t \times 0.60m = 1.145t \cdot m,$$

$$T = \frac{1}{4} \times 7.63t \times 0.6938m = 1.323t \cdot m$$

$$\therefore Me = \frac{1}{2} (1.145 + \sqrt{1.145^2 + 1.323^2})$$

$$\approx 1.45t \cdot m$$

d = 125mm とすると,

$$\sigma_{max} = \frac{32 \times 1.45 \times 10^5}{\pi \times 12.5^3} \approx 760 \text{kg/cm}^2$$

軸材料を S35C にすれば前同様安全であるとして決定した。B部の軸はタンブラ軸径と同一条件に決定した。

B部の軸受は軸径が 100φ であるから、基本負荷容量

11. 1tの#1320 (複列自動調心型) にした。軸受荷重は約 5.0tである。

(c) ラダーアーム上部軸

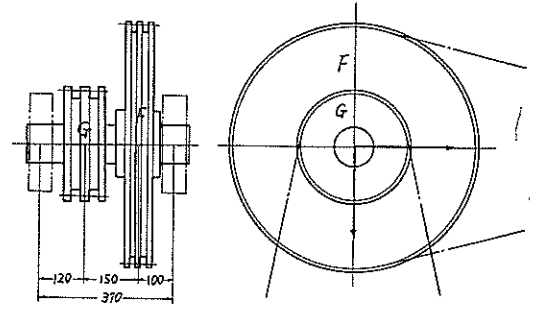


図-15 ラダーアーム上部軸

図-15は上部軸の基本設計図である。チェン張力による曲げモーメントの最大はGスプロケット下にて生じ、

$$M = G \text{側の軸受荷重} \times 0.12m = 5.08t \times 0.12m = 0.61t \cdot m$$

$$T = 7.63t \times \frac{1}{2} \times 0.298m \approx 1.14t \cdot m$$

$$Me = \frac{1}{2} (0.61 + \sqrt{0.61^2 + 1.14^2}) = 0.95t \cdot m$$

d = 105mm とすると,

$$\sigma_{max} = \frac{32 \times 0.95 \times 10^5}{\pi \times 10.5^3} \approx 840 \text{kg/cm}^2$$

軸材料 S35C にして、安全であるとし決定した。軸受は基本負荷容量 13.8t の #6320 を使用した。

(d) その他の軸について

前同様計算によって減速機内の軸径および軸受を次のごとくに決定した。

表-5

軸記号	軸径	材質	軸受
A	60φ	S35C	#6212 (単列自動調心型)
B-C	65φ	"	#6313 "
D-E	80φ	"	#1314 (複列自動調心型)

ジャーナルすべり軸受は次の式を使用した。

$$P \leq dlp$$

P : 外力 l : 軸受面の有効長さ

p : 許容応力 d : ジャーナル径

減速機	平歯車式, 油浴潤滑
軸継手	チェン・カップリング (カバー付)

3) ラダー俯仰装置

ラダー俯仰装置は、ラダーの俯仰をさせるためのものである。ラダーの俯仰範囲は、ラダーの垂直位から水平格納位置までである。表-6にラダー俯仰装置の仕様を示す。

表-6

駆動電動機	2.2kw, 1000rpm三相交流誘導電動機
巻 銅	300φ, 巻き長=20m, 捨巻3巻, 鋼索用溝付, 鋼板溶接構造
軸 継 手	チェンカップリング
鋼 索	12φ, 6×19 3種
滑 車	300φ, 軸固定ボールベアリング入り鋼板製
速 度	4 m/min

駆動電動機は、全閉外扇形であり直流ブレーキを内蔵している、いわゆるブレーキモータといわれるものである。モータは制御器によって、モータ停止と同時にブレーキを作動させる。俯仰装置減速機歯車を表-7に示す。

表-7

	M	Z	Dmmφ	Bmm	rpm	m/sec
A	6	一条ウォーム	60	110	960	
B	"	53	318	50	18.1	0.301
C	"	17	102	64	"	0.097
D	"	72	432	60	4.28	"

4) 実験車台板設計

実験車は、ラダーのための凹部およびラダー俯仰装置の上部構造があり、さらに台板が平板であるため応力計算は、極めて困難であるが、以下は概略の応力を求めるために両車輪を支点とした単純梁として計算した。

なお車輪は材質S C 60, 車輪径300φ, 軸径60φの起重機用車輪で、最大輪圧は6.3tである。

(a) 台車構造

荷重を受けている強力部材は、凹部の後方において当て板をした [300×90×10を等間隔に3本、凹部はラダー俯仰支持をかねて後方梁の本以上の強さを持たせた、橋形トラスによって構成されている。図-16に台板構造

を示す。

(b) 作用荷重

概略次のような荷重が作用する。

- 1) 掘削力垂直力 2.0t
- 2) 台車自重 4.2t
- 3) 上部構造 1.6t
- 4) ラダー, バケット等 3.6t
- 5) ギヤケース 0.5
- 6) モータ 1.0t

(c) 応力計算

以上の仮定, および台車構造を単純梁とした場合に、荷重分布, せん断力線図は図-17に示すようになる。

図から最大曲げモーメント M_{max} はD点に生じ

$$M_{max} = M_o = 1,126,000 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

強力部材の断面二次モーメント I は

$$I = 1,629,000 \text{ cm}^4$$

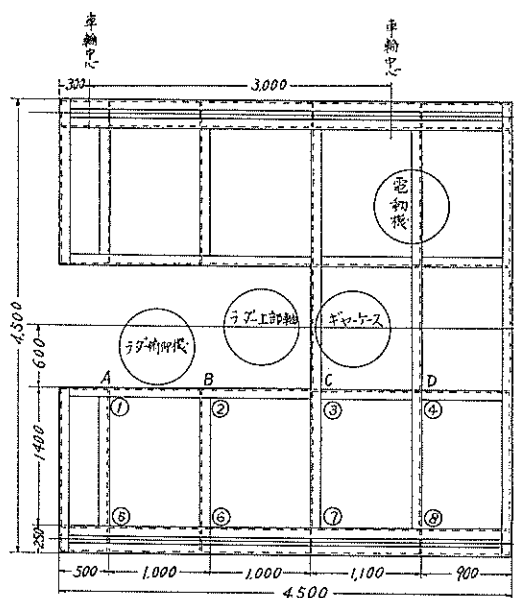
断面係数 Z は、中立軸より最遠きよりにあるトラス形鋼から計算して

$$Z = 9,900 \text{ cm}^3$$

よってトラス部分の応力は

$$\sigma = \frac{M_o}{Z} = 110 \text{ kg/cm}^2 \text{ (圧縮)}$$

図-18はトラス構造を示す。



使用材はすべて [300×90×10

図-16 台板構造

応力の計算値は、かなり低いがトラス部分にはラダー府仰装置による部材応力が、約150kg/cm²（圧縮）あるので概略合計260kg/cm²になる。台車の複雑な構造を考慮しても十分安全と考えられる。

5) 掘削時安定度

図-19は掘削時の力の作用を示したもので、前輪A点を支点として安定度を調べる。

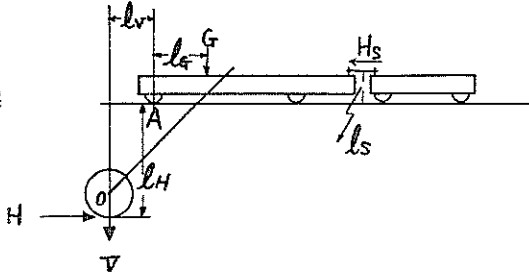


図-19 作用力図

重心のきよりは、図-20の荷重分布より台車前輪から15cmの点にある。

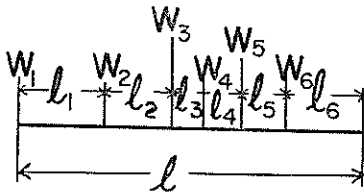


図-20 荷重分布

図-20において

- W₁ : ラダー重量=2.5t W₆ : 電動機=1.0t
- W₂ : 制御装置、上部構造=1.25t
- W₃ : ラダー上部軸、上部構造=1.41t
- W₄ : 台車フレーム=4.2t
- W₅ : ギヤケース、上部構造=1.0t

スパンは、l₁=110cm, l₂=90cm, l₃=40cm, l₄=50cm, l₅=60cm, l₆=100cmである。

ラダーの傾斜角を45°とし、掘削抵抗力の最大はバケット刃が最下点の時に生じ、水平分力2f, 垂直分力2tが図-19に示すような方向に作用すると仮定すると、安定度Sは次式で示される。

$$S = \frac{l_G \cdot G}{(l_H \cdot H) + (l_V \cdot V) + (l_S \cdot H_S)}$$

但し G : 実験車総重量

l_G : A点から作用 (G) 点までのきより。

l_H : A点から水平力Hの作用点までのきより

l_V : A点より垂直力Vの作用点までのきより

l_S : レール向上よりけん引力 H_Sの作用点までのきより

なお H_Sは実験車の摩擦力と掘削水平力の和であるが、摩擦力は非常に少ないので省略した。

上式に l_G=145cm, l_H=290cm, l_V=90cm, l_S=41cm, G=11.36tを代入して計算すると、

$$S = \frac{16.472}{8.42} = 1.96$$

と求められる。

屋外に設置されるクレーンは、暴風時において転倒モーメントの値の1.2倍の安定モーメントが、なければならぬと規定されている。本装置は約2倍の値であるから、安定度は十分であり、掘削水平力、垂直力は4t弱まで使用出来る。

6) 電気機器

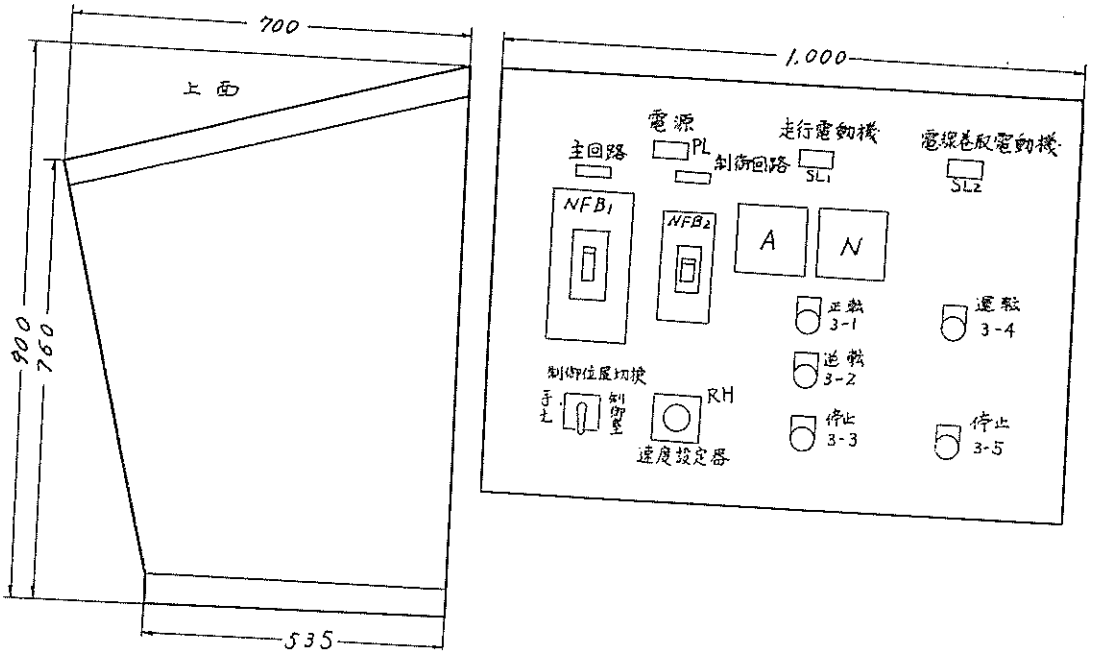
本装置に使用した電気機器は次のとおりである。

- (a) 実験車: (1) バケット駆動電動機 30kw
三相超分巻整流子型
- (2) ラダー府仰電動機 2.2kw
三相誘動電動機
- (b) 操縦車: (1) 駆動電動機 11kw
三相超分巻整流子型
- (2) 電動油圧押し上げ機制動機
- (3) 電線巻取り駆動電動機 2kg・m
三相トルクモータ

本装置は電線巻取り装置によって受電され、ターミナルボックスより上記の電気機器に分電される。機内配線には原則として台車の下側に電線管をとりつけ、内部にキャプタイヤコードを挿入している。実験車と操縦車との電線の接続は、30×30×20cm（たて×横×高さ）の箱の中にソルダースターミナル（3P）を使用して、断続可能な構造とした。運転制御盤は実験車、操縦車に各1面づつあり、建物内の制御室より遠隔操作による制御もできる。使用電源は200V, 50サイクルであるが、計測器用として変圧器（1KVA）を搭載して100Vに変圧している。

操縦車の運転制御盤には、駆動電動機用の電流計、速度計、速度設定器、運転、停止の押釦、パイロットランプ、安全開閉器がつけられている。実験車には、駆動電動機用の電流計、速度計、速度設定器、運転、停止等の押釦、電流計がある。

操縱車制御盤



実験車制御盤

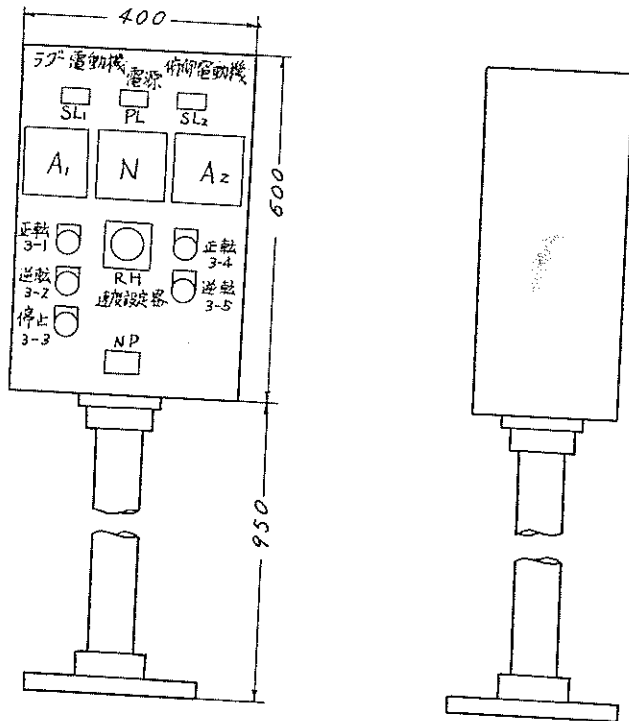
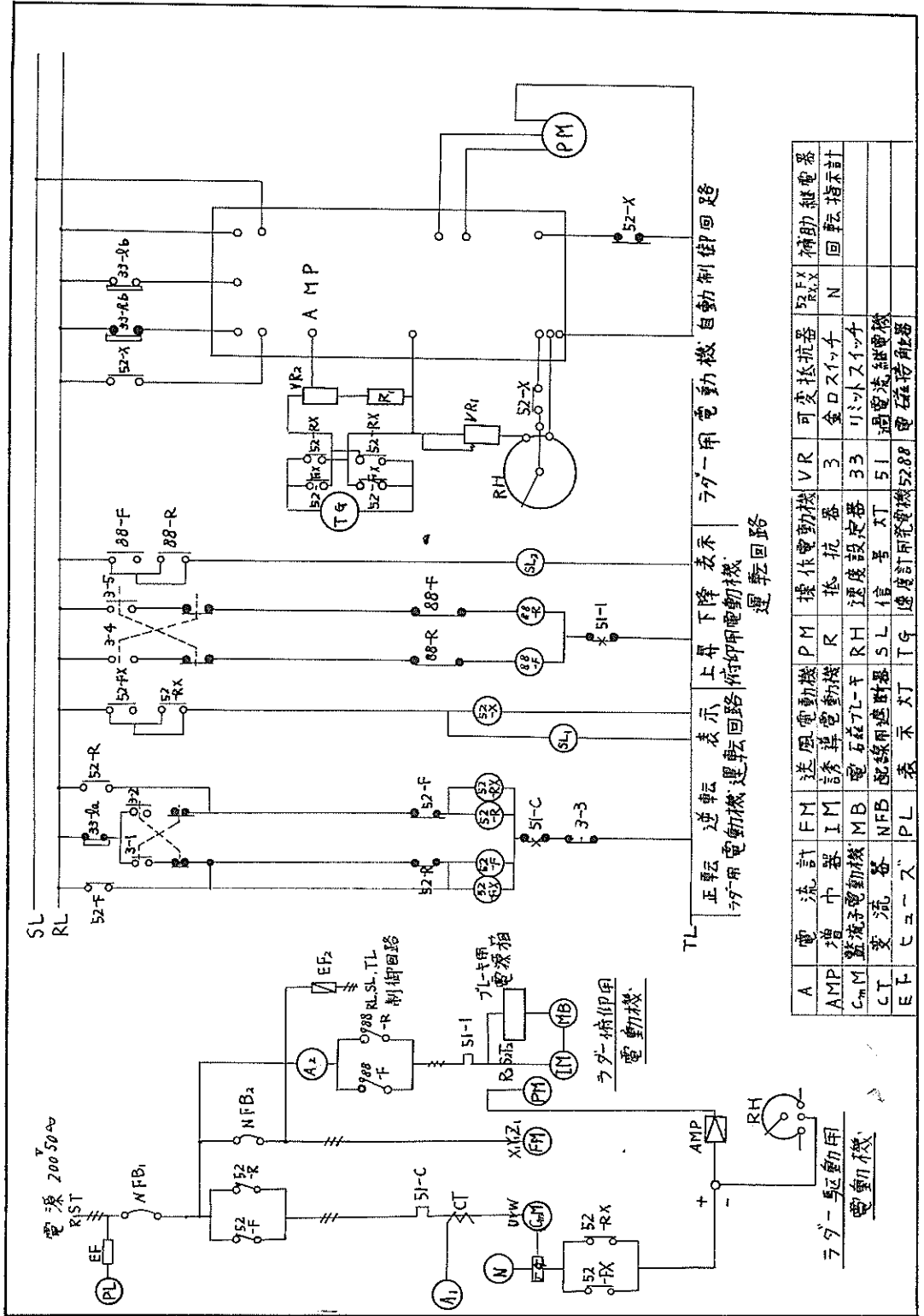


図-21 御制御盤



A	電流計	FM	送風電動機	PM	操作電動機	VR	可変抵抗器	52-FX	補助继电器
AMP	増中器	IM	誘導電動機	R	抵抗器	3	ドロップ	N	回転指示計
C _M M	監視電動機	MB	電圧計	RH	速度設定器	33	リミットスイッチ		
CT	変流器	NFB	磁線用遮断器	SL	信号灯	51	過電流继电器		
ET	ヒューズ	PL	表示灯	TG	速度計用発電機	5288	電磁停止器		

図-23 装置配線図

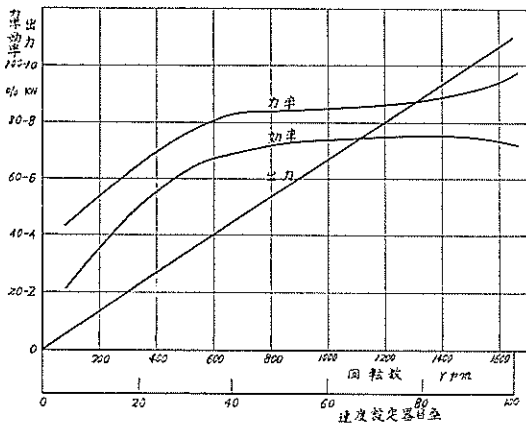


図-24 走行電機試験成績

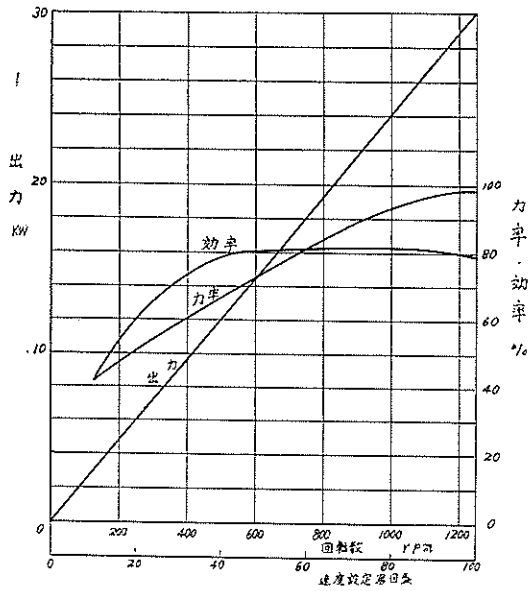


図-25 バケット駆動電動機試験成績

図-21に操縦車、実験車の制御盤を示す。図-22、23に操縦車、実験車の配線図を示す。図-24、25に各電動機の特徴を示す。

5. 実験砂槽について

5.1 砂槽の設備と主要目

実験砂槽はバケット、デッパ-液漂実験および将来のドラグサクシ-ン実験等が行えるように、下記のような配慮をして設計した。

- 1) 循環装置、調整槽による水位の一定保持
 - 2) 排水が迅速、均等に行うために、10m区間に3つの排水口
 - 3) 実験試料を区画するために10m区間ごとに仕切り溝
 - 4) 実験時の観察を容易にするために観測窓の設置
- 実験砂槽の主要目を表-8に示す。

表-8

実験砂槽	鉄筋コンクリート造、総延長：70m
試験槽	巾：4m、深さ：4m、延長：50m
排水槽	巾：1m、深さ：2m、延長57m
観測溝	巾：1.25m、深さ：1m、延長：70m
観測歩廊	鉄骨造、巾：1m、高さ：2m、延長70m
循環排水設備	ポンプ径：160mmφ、 2台、流量3.15m ³ /min

図-26に構内配置図を示す。

5.2 砂槽建設概要

本砂槽は比較的長く、実験機械の移動荷重等が作用するので基礎、形枠鉄筋コンクリート工事には細心の設計施工がなされた。

1) 基礎

建設地は、海岸を附近の土丹岩によって埋立てたもので、地盤は極めて弱いため基礎工事は3段階に施工した。

初め割栗石(硬質のもの)を使用し、土丹岩との隙間がないように詰め込み、さらに目つぶしの砂利を地盤に一樣に敷いて突き固め、この上に川砂(荒目)を使い、タイヤローラにより転圧して支持力が15t/m³以上になるように施工した。次に砕石をひきならし転圧した後、捨てコンクリート(30cm以上)を水洗した砕石上に打設した。

2) 型枠工事

打放し部分は原則として鋼製形枠を使用し、セパレター等は十分に配置して組立て法線を良く合せて組み上げた。その他の部分は木製形枠を使用している。

3) コンクリート工事

材料は普通ポルトランドセメントを使用している。配合は土木学会標準指方書によるもので所要の強度は、鉄筋コンクリート部分で210kg/cm²以上、無筋コンクリート部分で135kg/cm²とした。練り方はレディミクストコンクリート、現場練りの場合は機械練りとして行っている。

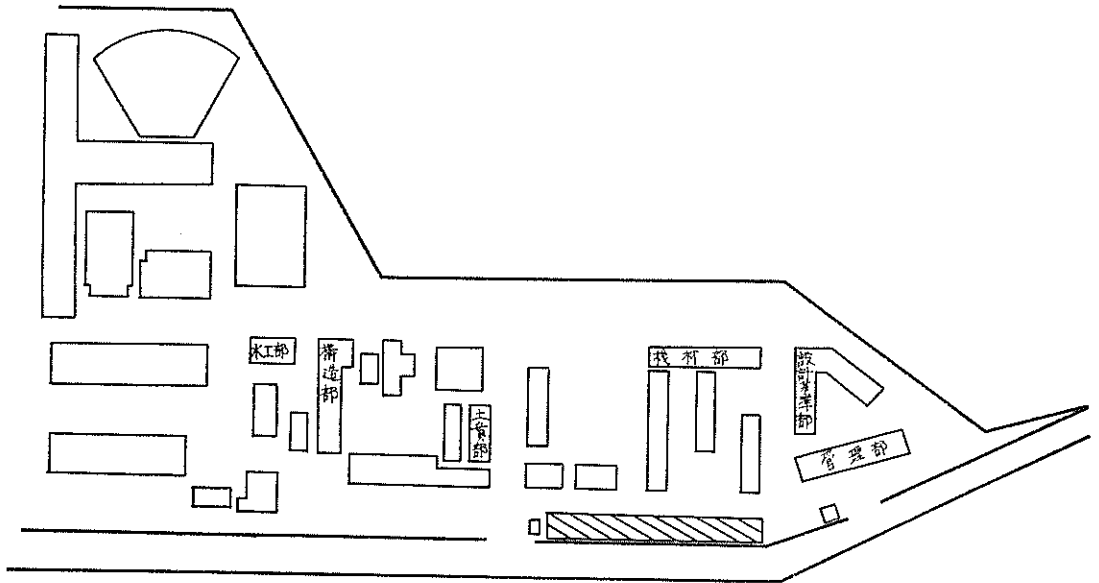


図-26 構内配置図

コンクリート打込みは、突固め、振動等により形枠のすみまでゆきわたるようにして行った。

4) 左宮、防水工事

水槽底部は防水モルタル（4 cm以上）で施工し、その他の部分は JIS A6101に合格する防水剤を使用した。水槽の天端は水平となるようモルタルを使って金鍍仕上げとした。

5) 観測窓工事

枠組は不等辺山形鋼（L75×100×10）を使用し、ひずみの生じないように溶接によって作成した。使用ガラスは、厚さ、18mm、1550mm×800mmの磨き板ガラスである。ガラスは、押え金物、補助金物およびゴムパッキンを介してボルト（9φ）で均等に締め付けて防水製とした。

観測窓の数は、ピッチ3.4mで合計16個設けてある。

6) 観測歩廊工事

観測溝壁上に長角形パイプ（R付）80mm×40mm×2mmを2m間隔に立ち上げ試験槽に梁を固定し、この上部に縮鋼板（4.5mm）を張っている。構内の道路側には樹脂波板をフックボルトを使って張り上げた。

7) 循環排水設備工事

(a) 水路内排水

本体底部は調整槽へ排水路をとり、各槽には铸铁製枠付きの格子蓋を設置している。調整槽と循環槽は200mmφの鋼管で導き、ゲートバルブ（200mmφ）で接続する。バルブの調節は水槽の上部で操作出来るように開閉

棒とハンドル（300mmφ）がとりつけられている。

(b) 循環配管

循環水槽下部より渦巻きポンプ（片吸込、横軸単段、口径160mm、揚程8m、電動機1.5kw、ゲーヂ、フート、スルースバルブその他の付属品）にて吸い上げ、各槽の水位調整が可能なように鋼管径150mmφで配管している。各々の給水箇所には、ゲートバルブ（内ネジ式）15個が取り付けられている。

(c) 排水工事

砂槽内の排水は、西側調整槽下部より前記と同様の渦巻ポンプで吸上げ鉄筋コンクリート管600mmφに落し、ヒューム管によって隣接道路の排水管に接続している。

8) 走行レールのとりつけ

試験槽の側壁上部に走行レールをとりつけるためアンカーボルトを埋設している。アンカーボルトは、2列（中心間隔130mm）、ピッチ70cm、W $\frac{1}{2}$ ×300 $\frac{1}{2}$ 丸座金付きのものを400個使用している。

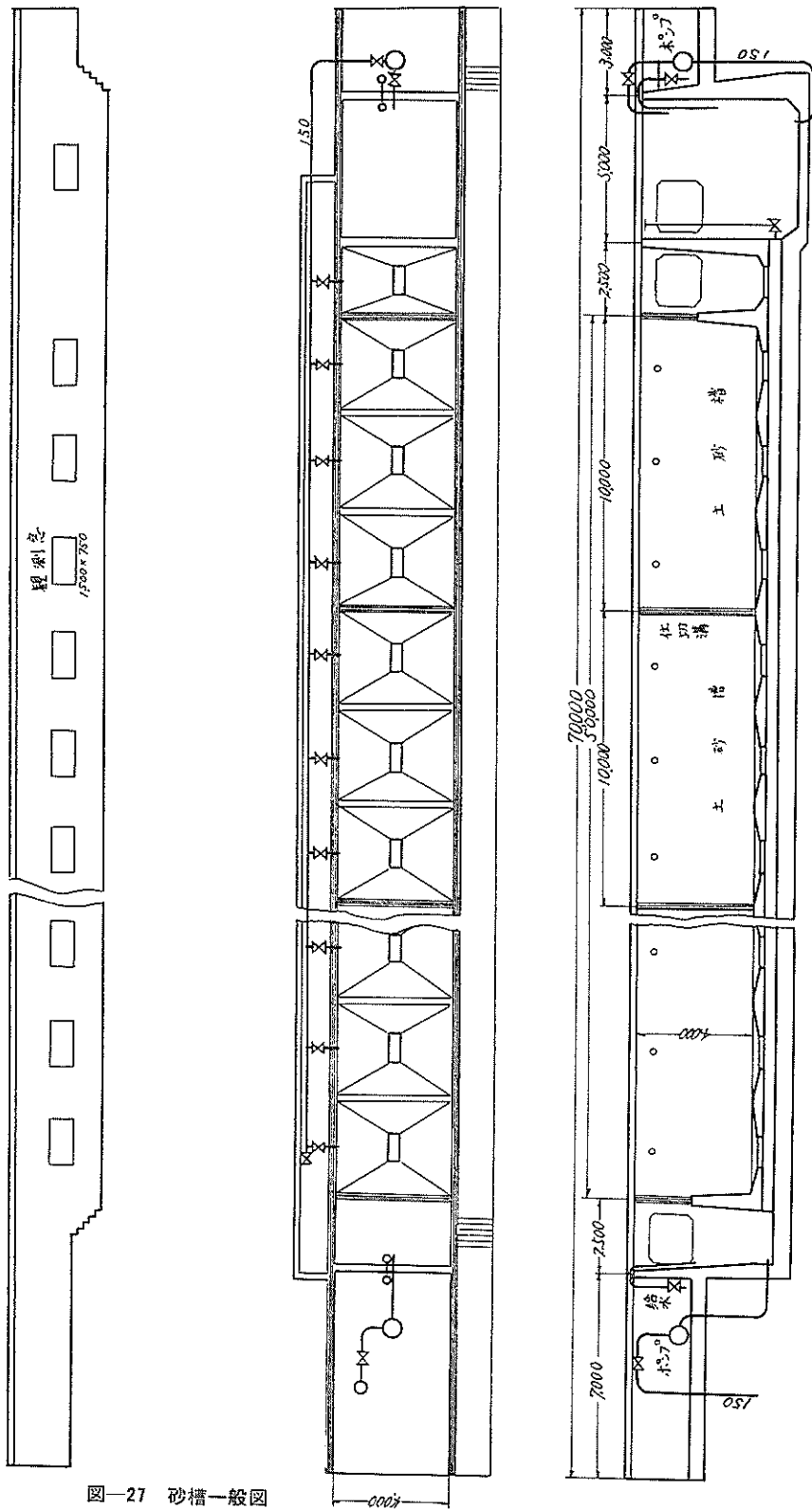
9) 観測溝の排水

観測溝は、構内地盤より低く雨水等を排水するため自吸排水ポンプ（揚程6.8m、流量0.05m³/min）を設けている。

10) 建物について

建物は鉄筋造、総面積196.45m²（1階132.03m²、2階66.42m²）で実験機械の格納と居室に使用する。

設計にあたっては、居住性等に十分の配慮がなされた。砂槽一般図を図-27に示す。



图—27 砂槽一般图

6. 安全装置

操縦車は、他の実験車の駆動車として使用出来るように運動量に余裕を持たせた。

バケット実験車は、バケット刃先に水平力 2 ton の力が作用するとし、操縦車には、押力 4 ton として設計している。操縦車の力量は低速になれば大きくなるが、しかし実験車は、設計荷重水平力 2 ton にしたためそれ以上の荷重に対しては危険になるので次のような安全装置を取り付けた。

1) リミットスイッチ

水槽両端への接触防止のため、本器を介して入力回路を遮断する。

2) ロードセル警報器

ロードセルに設定以上の力が負荷した時、ブザー、パイロットランプを作動して運転者に警報する。または設定以上の負荷の時に、電源を遮断する。原理はストレインメータのハイインピーダンスの出力側にメータリレー、アテネータ、その他の部品をつけて、任意に作動設定点を変化させ得る。精度は±5%である。

3) 摩擦式スライド装置

容量は力量が、押力 4 ton になるとスライドする。概要はタイミングベルトギヤ (390mmφ) を加工して、中央部にモールドをライニングし、その両側面にボス、デ

ィスクを設け、コイルバネ (6φ×36φ×5N) 6本でモールドを圧着する。図-28にその機構と特性を示す。

摩擦式スライド装置は、最大押力 4 ton でスリップすることを条件として、次のように設計した。

最大押力 4 ton をタイミングギヤの刃先円直径上のトルクに換算すると、

$$T = \frac{4 \text{ ton} \times \frac{D}{2}}{\eta \times i} = \frac{4 \text{ ton} \times 0.108 \text{ m}}{0.832 \times 37.11} = 0.014 \text{ t} \cdot \text{m}$$

T : タイミングギヤの刃先円直径上のトルク

D : ラックピニオン直径 = 0.216 m

i : 減速比 = 37.11

η : 歯車伝動率 = $0.95^2 \times 0.96^2 = 0.832$

圧着面の材質はモールドを使用し油潤滑として、摩擦係数を 0.15 とした。圧着面は 2 面とし圧着面上の摩擦力中心半径 15 cm と仮定する。

$$T = 2 fr \dots\dots\dots(1)$$

$$f = \mu P \dots\dots\dots(2)$$

f : 摩擦力 (kg) P : 圧着力 (kg)

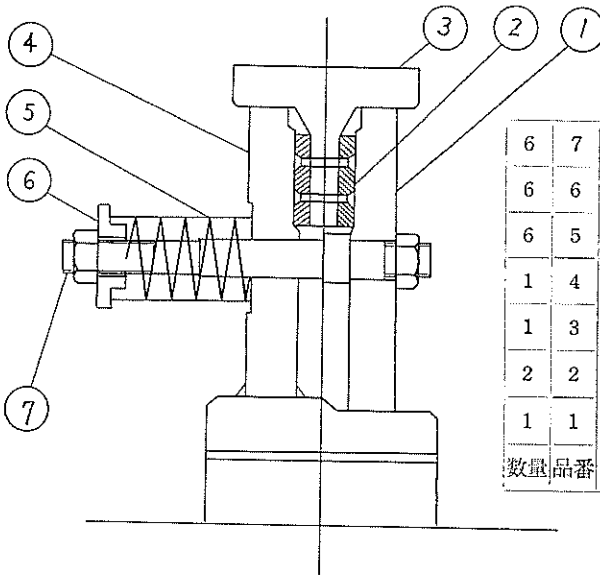
r : 摩擦力作用点の半径 (cm)

μ : 摩擦係数

(1)式より

$$j = \frac{1400 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{2 \times 15 \text{ cm}} = 46.7 \text{ kg}$$

(2)式より



6	7	リーマ	
		ボルト	
6	6	バネ	
		ザガネ	
6	5	6φ, 36, 5N	
		コイル	
1	4	タイミング	
		ボス	
1	3	タイミング	
		ギヤ	
2	2	ライ	モー
		ニング	ルド
1	1	タイミング	
		ディスク	
数量	品番	部品名	材質

摩擦式スライド装置 1/2

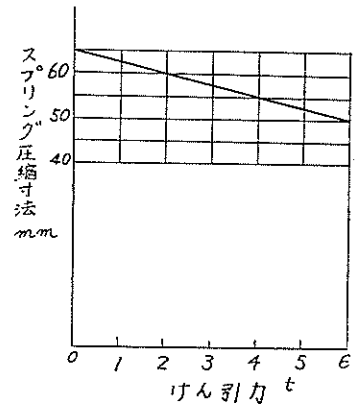


図-28 摩擦式スライド装置

$$D = \frac{46.7\text{kg}}{0.15} = 311.3\text{kg}$$

この圧着力を6本のバネで調節するとしてバネを設計した。

7. 実験試料について

試験槽は延長50mで、建物側より30m砂、10mを砂、砂利の混合、残りの10mを砂利の3区間としている。

7.1 予備実験

浚渫地盤は十分締って固まっているものと思われるので、実験に使用する試料も締め固まり易いものが良いわけである。予備実験は締め固まり易い砂の粒径、含水比、締め固め方法等について若干の検討をした。

1) 実験方法

対象試料：砂、砂利、粘土の混合

実験砂槽：コンクリート製、4×4×2 m

使用機械：ランマ (80kg) ロードローラ (600kg)

水中締め固め均し機 (3 ton) の3種類。

考察

ランマ：

狭い場所、粘土質を少量含む土では、締め固め効果はあるが、広い場所で施工するには落下時に対象試料を飛散させるだけで効果はない。

ロードローラ：

試料が軟かいと自重で埋まってしまう。従って初めに布、板等を砂面にひいて使用すれば一応出来るが、効果は所要時間に対して少ない。

水中締め固め均し機：

振動を対象試料に伝達させて締め固めるもので、上記の2つの方法に比べて最良の効果がある。

水締め：

砂の高さ1.4mで2mまで水を入れ19時間放置し、水抜きに48時間かかって行ったが、あまり効果はなかった。

2) 実験結果

(a) 締め固め方法は、振動式が砂に対しては良好である。

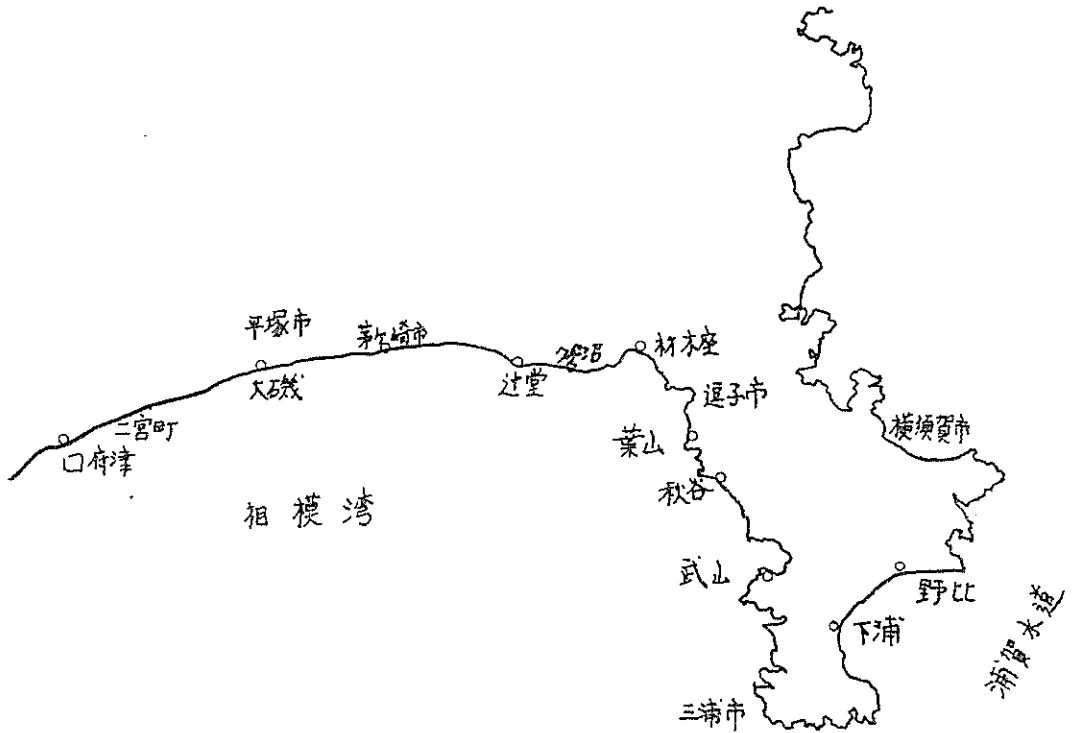
(b) 最大締め固め時の含水比は、15~25%である。

(c) 粒径加積曲線は勾配の急なものよりも、ゆるや

表-9

粒径加積曲線 (三浦地域と湘南海岸)

地域名	>	4.76	2.0	0.84	0.42	0.25	0.149	0.105	0.074
下浦海岸			0.41	10.86	48.35	35.31	4.72	0.28	0.07
砂30cm	1.913	9.51	20.23	31.58	22.02	12.83	1.64	0.19	0.08
野比海岸			0.01	12.81	51.42	32.82	2.49	0.16	0.19
海路			0.54	35.14	50.88	12.81	0.6	0.03	0.01
武山海岸		0.46	1.69	24.7	42.11	26.62	3.98	0.42	0.14
秋谷海岸			2.07	4.15	41.27	49.24	2.95	0.23	0.09
森戸海岸	1.66	10.38	50.47	27.78	6.05	2.51	0.63	0.20	0.31
葉山海岸			0.98	34.17	29.55	31.37	3.72	0.18	0.04
材木座海岸		0.02	1.95	1.11	8.35	68.51	17.78	1.75	0.44
江の島海岸		0.07	1.35	14.25	25.70	53.69	4.40	0.42	0.14
くげぬま海岸	0.13	0.28	5.23	34.22	39.41	19.87	0.78	0.08	0.08
辻堂海岸	0.05	0.20	11.71	31.36	31.11	23.33	1.73	0.28	0.21
大磯			9.34	52.76	28.05	9.35	0.38	0.05	0.06
茅ヶ崎海岸			1.62	31.47	50.14	15.61	1.02	0.08	0.03
国府津海岸		2.41	43.1	42.9	9.43	1.85	0.23	0.015	0.055



図一29 砂 の 採 集 場 所

かなものが良いと推量される。

- (d) 砂，砂利の混合比は，重量比 1 : 1.5~2.5が最大の締め固め比となっている。

7.2 採取場所

場所の選択には粒径の制約等もあるが，量が比較的多い（約420m³）ので運搬距離の出来るだけ近い場所を，重点に調べた。予備調査の場所は，三浦半島，湘南の海岸15個所で，その調査結果を表一9に示す。この結果により江の島海岸（西浜）に決定した。図一29に砂の採集場所を示す。

西浜海岸は県立湘南海岸公園の中にあつて砂の採集は禁止されているのであるが，泉河口課湘南海岸整備事務所の好意によって譲り受けた。

7.3 締め固めについて

締め固め機械は自重600kg，起振力8~10tonのバイブロコンパクタを使用し，不純物を除去した砂をベルトコンベアで水槽の中に入れ30cmの厚さでとき散水しながら締め固めた。水槽の底部には，排水を良くするための砂利

の層20cmを引いた。試料の転圧後の最終的な層厚は2.2mである。土質試験は長手方向2mごとに，貫入試験，パイプ押込法砂，置換法によって行い締め固め度合いを予備実験の結果に合せた。

7.4 土質試験法と結果

1) 砂置換法

砂置換法はJISによるので省略する。

2) パイプ押込法

パイプ押込法はパイプ長さ20cm，内径7.5cmを対象砂面に垂直にし，表面を乱さないようにして押込み，取り出した後重量を計り以下の式で乾燥密度を計算した。

$$W_s = W_o - W_p \quad h \times A = V$$

$$\frac{W_s}{V} = \rho_s$$

$$\rho_a = \frac{\rho_s}{1 + \frac{W}{100}}$$

W_o : 総重量 V : 体積

W_s : 砂重量

W_p : パイプ重量

h : 砂の高さ W : 含水比

τ_t : 見掛密度 τ_d : 乾燥密度

3) 貫入試験

重量 5 kg, 落下高さ 60cm の試験器を使用する。

なおグラフにパイプ押し込み法と貫入試験結果の一例を示す。図-30, 31は砂の層厚 1.1m, 2.2m についての、各観測点の深さ方向に対する打撃回数と乾燥密度の関係である。

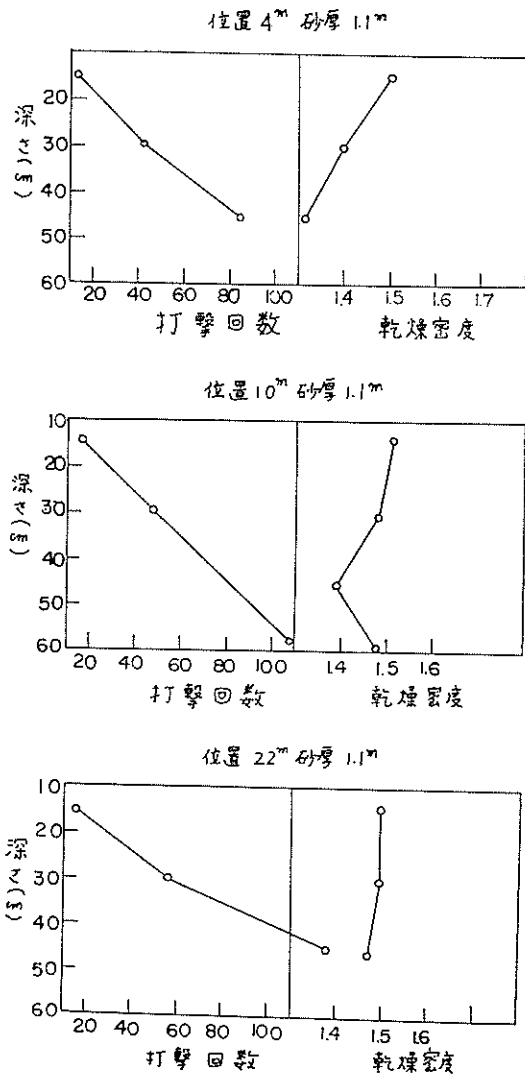


図-30 貫入試験結果

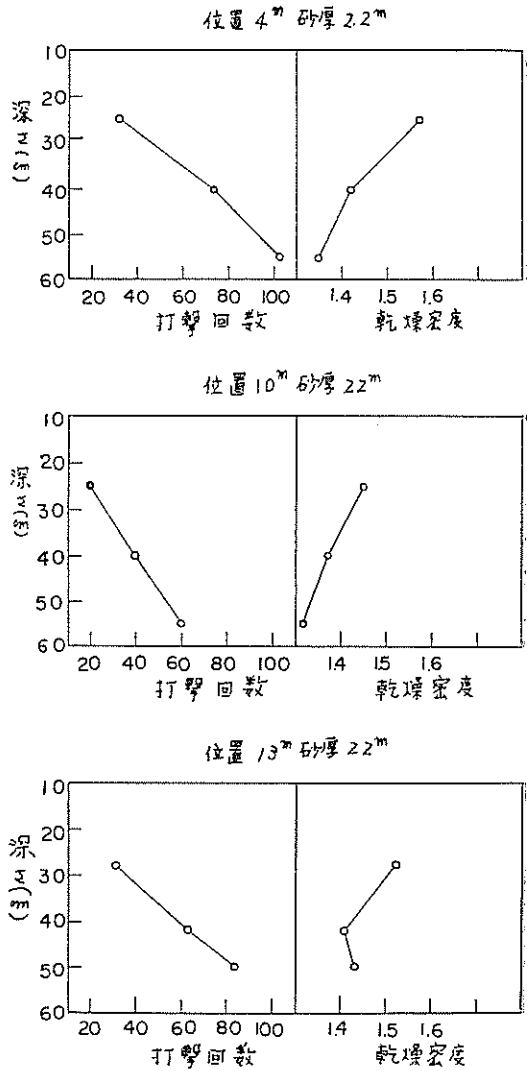


図-31 貫入試験結果

7.5 砂の性質

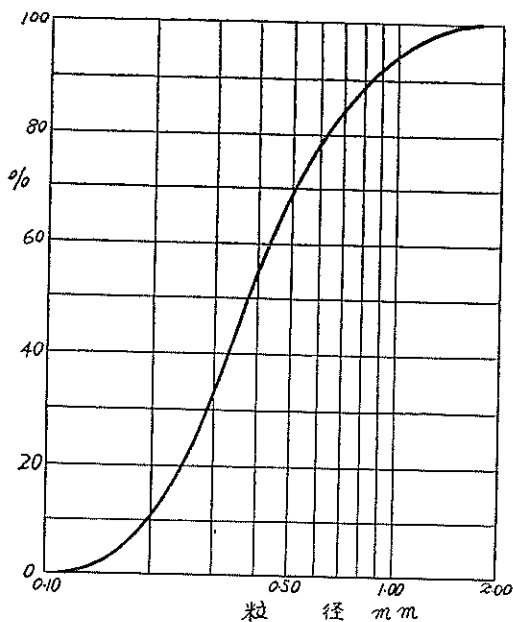
江の島西浜海岸の砂は、比重 2.65, 間隙率 0.77 であった。粒径加積曲線を図-32 に示す。

7.6 実験時における試料砂の締固め

実験試料は 1 回の掘削で軟かくなってしまうので、締固める必要があり、そのため振動式締固め機を予定したが、価格、作業性より被けん引式タイヤローラを使用することにした。

タイヤローラの主要目

使用タイヤ：7.50-15-6PR



図—32 粒径加積曲線

前輪6本、後輪5本
 外形寸法：1.5m×1.8m×2.5m
 (高さ×巾×長さ)
 重量：2000kg
 プラスチックタンク容量：約3m³

8. 建設費

本装置製作の費用は次のとおりである。

1) 実験機械 (実験車, 操縦車)	6,670千円
2) 走行レール一式	1,640
3) 受電設備, 給水設備	4,380
4) 砂槽	12,090
5) 建物	5,000
6) 実験試料	870
7) 締固め費用	480
8) 締固めローラ	600
9) 計測機器	1,600
合計	33,330

9. あとがき

本実験装置の設計にあたって、最も苦心した事項は掘削抵抗力の最大を何トンにするかであった。それは研究目的に含まれることであるからである。結局、刃先に2t

の水平力が作用するとして設計したが、実験を行った結果からその後改造し、現在は更に大きな力まで測定できるようになった。改造後、本装置の力量の制限は操縦車の押力4t、バケット駆動トルク2t-mのいづれかによって決まることになり、実験方法によって異ると考えている。

実験方法について本文中に記載しなかった理由は、タイヤローラによって締固めた土砂をバケットにて掘ることであるから、特に記載するまでもないと考えたためである。回転バケットによる掘削は実験車の前進速度、バケット回転速度、掘削深さ等によって決まるので、これ等の組合せが数多くある。現在これ等を組合せながら実験を行っている。

本装置はバケットの掘削抵抗力に関する研究が目的であるため、実在の浚渫船と異なる点がある。まず、バケットによって掘削した土砂は運び上げられることなく、タンブラの回転に伴って後方に捨てられること。バケット浚渫船による浚渫はスイングを行って掘削するので、バケットの側面で掘削するが、本装置は前面掘削であること。更に、実物はバケット列による掘削が生じていると考えられるが、本装置は単一バケットであること等である。これ等の事柄による実物との差異は1個のバケットの掘削抵抗力についてはないと判断している。現在の掘削抵抗力に関する研究に一応の目安がついた時期に大巾に改造し、研究項目を改め、バケット浚渫船に関する一連の研究を行う予定である。

本文は設計資料の保存が主な目的であったが、一般化されてない設計計算事項は除いた。今後、実験中に確めて別の機会に報告する予定である。

謝 辞

本装置完成にあたり事務担当各位ならびに実験地整作に指導された土質試験課各位に、ここに記して感謝する次第です。設計および製作に機材部各位の多大の助言を頂いた。厚く御礼いたします。

参 考 文 献

荷役機械の設計	本田早苗, 荒木実
荷役機械工学便覧	国行一郎
機械工学便覧	日本機械学会
機械の設計法	大西清
荷役機械	日本機械学会
強度設計データブック	強度設計データブック編集委員会編
電気工学ハンドブック	電気学会
電線ケーブルハンドブック	大和和雄
土質調査および土質試験	渡辺隆

港 灣 技 研 資 料 No 38

1967年10月

編集兼発行人 運輸省港湾技術研究所

発 行 所 運輸省港湾技術研究所
 横須賀市長瀬3丁目1番1号

印 刷 所 誠文堂印刷工業株式会社
 川 崎 市 荻 宿 531-2