

港 湾 技 研 資 料

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

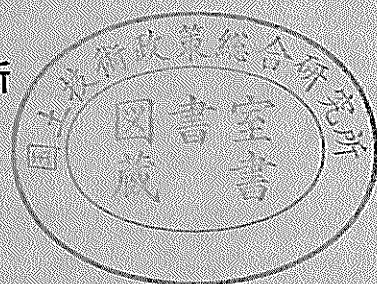
No. 187

June 1974

酒田港ケーソンヤード機械設備試験報告

藤 井 喜一郎
石 塚 浩 次
緒 方 康 正
東海林 秀 幸

運輸省港湾技術研究所



目 次

要 旨	3
1. まえがき	5
2. ケーソンの機械設備概要	5
3. 測定試験内容	6
4. 測定試験結果	7
4-1 進水力測定結果	7
4-2 横引力測定結果	9
4-3 進水台車車軸心力測定結果	11
5. 発進時のケーソン横引力，進水力理論計算	12
6. あとがき	17
参考文献	17

酒田港ケーソンヤード機械設備試験報告

藤井喜一郎*

石塚浩次**

緒方康正***

東海林秀幸**

要 旨

この報告書は2000 ton ケーソンヤード機械設備についての安全性の確認また今後のケーソンヤードの設計参考資料を得るために実施した現地測定試験結果について述べたものである。

現地試験は第一港湾建設局酒田港工事事務所のケーソンヤードにおいて実施した。試験内容は1540 ton ケーソン重量における進水力、横引力、進水台車車軸応力について測定を行なった。

測定の結果によればケーソン進水力、横引力は設計値に比べ小さく、設計値の安全性の確認を得たが、進水台車車軸応力はレールの基礎状態に大きく左右され、最大で4000 Kg/cm²付近の車軸応力も測定された。

また本報告書においてはワイヤロープ牽引によるケーソン横引、進水発進時におけるロープ張力の理論計算を行ない、今後の参考資料とした。

-
- * 機械部 作業船研究室長
 - ** 機械部 作業船研究室
 - *** 機械部 機械課

**A Report on the Field Test at the Caisson Yard of
the SAKATA Port Construction Office**

Kiichiro FUJII *
Koji ISHIZUKA **
Yasumasa OGATA ***
Hideyuki SHOJI **

Synopsis

In this report authors presented results of field test carried out at the caisson yard belonging to the SAKATA Port Construction Office in order to verify the safety of work and to obtain data for the design of another ones. The construction capacity of the caisson yard is up to 2000 ton caisson. Measurement items were caisson traversing force, caisson launching force and stresses of axles of launching truck.

Judging from obtained data, it was made clear that traversing force and launching force were within the designed value. On the other hand, stresses of axles largely depended on rail condition, so stresses of some axles were zero even when the caisson was put on the launching truck. Maximum stress was more than 4000 kg/cm².

Also authors obtained the theoretical results on the transition phenomena of the launching force and traversing force at the beginning of motion.

* Chief of the Dredger and Construction Equipment Laboratory, Machinery Division
** Member of the Dredger and Construction Equipment Laboratory, Machinery Division
*** Member of the Machinery Section, Machinery Division

1. まえがき

ケーソン大型化に伴う問題点の一つにそれを取扱う機械設備の安全性がある。すなわちケーソン重量の増大による設計資料の妥当性について十分な検討を行なわなければならないだろう。

ケーソンを陸上で製作した場合の海上までの運搬は台車によって行なわれるが、台車の転り部分や送り部分の摩擦係数については荷重の大きい場合について測定したデータは少なく、グラムやキログラム単位の軽荷重状態のものが多い。一般的に大型ケーソンと呼ばれる2000 ton前後のケーソン重量になると、一個の車輪やころに数十トンの荷重が作用する。このような重荷重状態における摩擦力、台車の強度またケーソン運搬部分の基礎状態についても十分な検討がなされなければならないが、設計段階においてはデータの不足もあり難しい問題の一つとなっている。

これらのデータの集積として当研究所機材部においてはこれまでに四回の現地測定試験を行ない、基礎資料の集積と合わせて安全性についても検討を行ってきた。今回の酒田港ケーソンヤードの現地試験も上記目的に沿って行なったものである。

酒田港ケーソンヤードは2000 tonのケーソン製作能力を持つが、今回のケーソン重量は1540 ton（高さ8 m，奥行21 m，幅17 m）について測定した。

測定内容は一般的に問題とされるケーソン進水力，横引力，ケーソン進水台車車軸応力について行なった。

2. ケーソンヤード機械設備概要

酒田港ケーソンヤードは昭和45年に築造され、酒田北港新北防波堤延長のためのケーソンを製作している。ケーソンヤードは当初片袖方式とられたが、後にもう片側にケーソン製作台が増設され現在は7函の製作能力を持つ。図-1にケーソンヤードの全体図を示す。

機械設備概要は次の通りである。

1) 進水台車

(イ) 最大ケーソン積載重量	2,000 ton
(ロ) 長さ	15,300 mm
(ハ) 主桁中央高さ(レール面から)	1,700 mm
(ニ) 主桁幅	870 mm
(ホ) 主桁中心間隔	10,000 mm
(ヘ) 車軸および車輪直径	115および420 mm
(ト) 車輪数	112 個
(チ) 片側レール間隔	400 mm

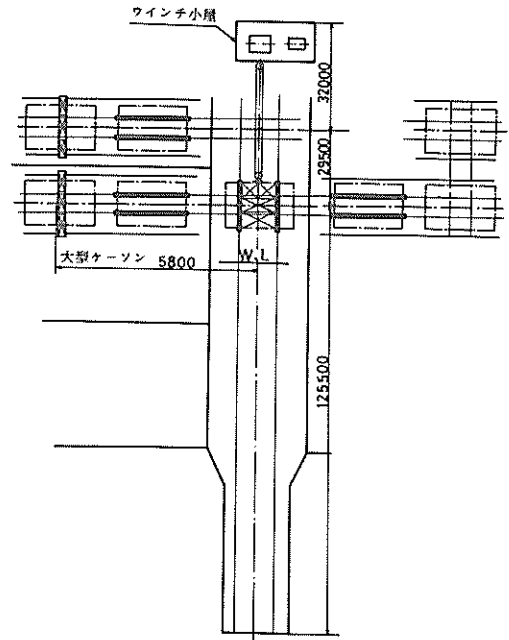


図-1 酒田港ケーソンヤード

2) 主ウインチ

(イ) 巻上荷重	8 ton
(ロ) 巻上台車速度	3~9 m/min
(ハ) ケーソン巻下荷重	26 ton
(ニ) ケーソン巻下速度	3~15 m/min
(ホ) 速度制御方式	渦流ブレーキ方式
(ヘ) モータ出力	37 KW
(ト) モータ型式	クレーン用全閉巻線型三相誘導電動機

3) 横引ウインチ

(イ) 横引荷重	6 ton
(ロ) 横引速度(ケーソン)	1.15~2.9 m/min
(ハ) 速度制御	2次抵抗制御
(ニ) 電動機型式	クレーン用全閉巻線型三相誘導電動機
(ホ) 電動機出力	30 KW

また進水台車は図-2に示す。

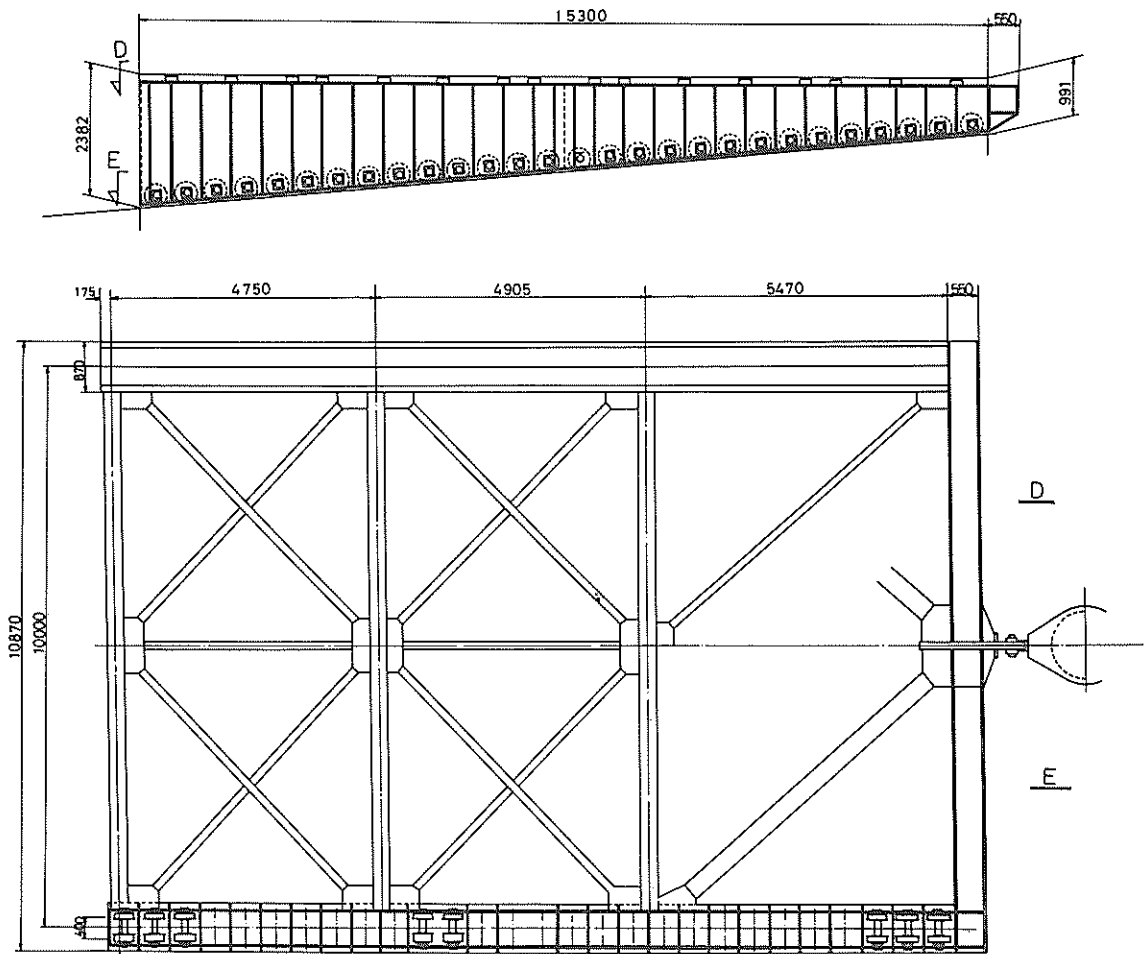


図-2 ケーソン進水台車

3. 測定試験内容

今回の測定内容はケーソン進水力、横引力、進水台車車軸応力について測定を行った。測定方法は機械設備の一部にひずみゲージを貼付し、動ひずみ測定器を通じてオンログラフに記録した。その際の記録は全行程に渡って記録し、最大の力および車軸応力値を調べた。測定箇所は次の通りである。

(1) 進水力

進水力の測定はウインチ小屋のアンカレッジ側のブーリブロックの一部に1ゲージ法によるゲージを片側に4枚、他の片側にチェック用として2枚貼付し測定した。図-3に進水力測定部を示す。

(2) 横引力

横引力の測定はケーソン側のブーリブロックのシャックル部にゲージを貼付し、4ゲージ法によって測定した。図-4に横引力測定部を示す。

(3) 進水台車車軸応力

進水台車の車軸応力の測定は海に向かって右側について測定を行なっている。車軸応力の測定は測定点数の多いことまた広範囲の車軸について測定することが望ましいが、計器や台車の構造上の問題もあり図-5に示すような測定箇所となった。

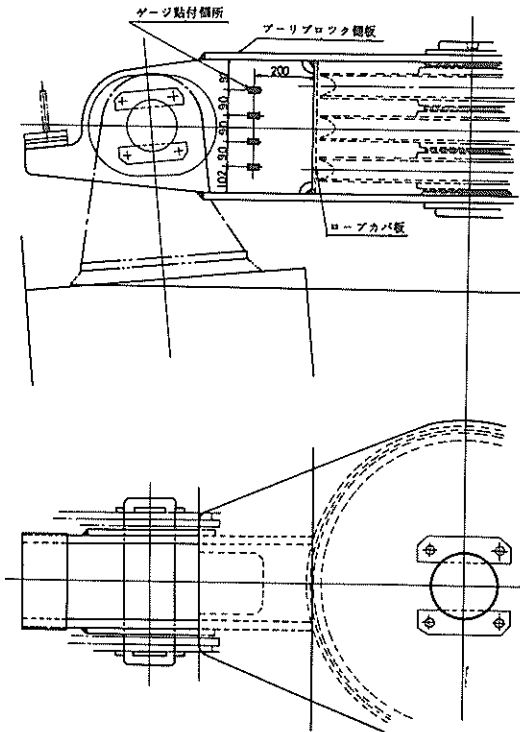


図-3 進水力測定箇所

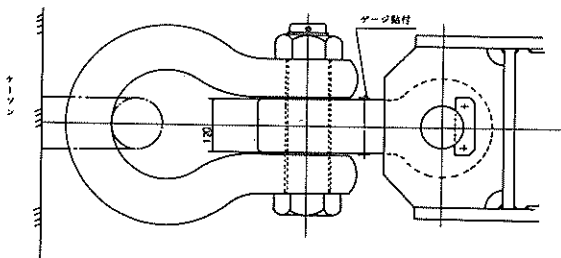


図-4 横引力測定箇所



○: ゲージ貼付車軸

図-5 進水台車応力測定車軸

4. 測定試験結果

4.1 進水力測定結果

今回のケーソンヤードの現地試験の進水力、横引力の測定に際しては測定部分にそれ程適した箇所がなかった。進水力の測定の場合、ゲージを貼付した板の応力の他にブリーブロック側板の応力が必要となるが、ブリーブロック側板の応力は計器等の制限もあり、測定してなかった。今回においてはこのブリーブロックの側板の応力については有限要素法によって求め、ゲージ貼付板の応力は測定値から求めた。

先ず測定した応力分布は図-6に示すようにおおよそ放物曲線に近い分布となった。

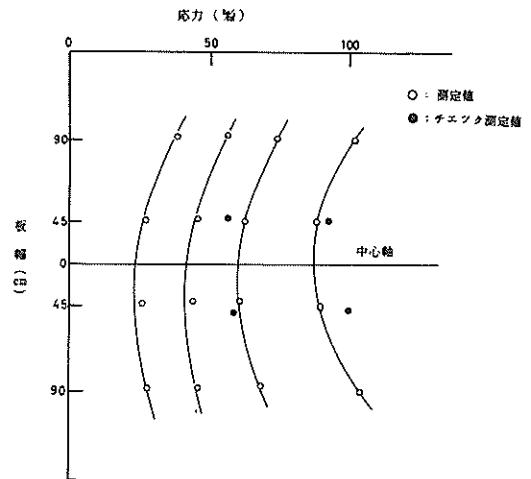


図-6 進水力測定応力分布

有限要素法によってブリーブロック側板の応力を計算する場合ブリーブロック側板とロープカバー板の剛性の決め方が問題となる。今回においてはブリーブロック側板の板幅をゲージ貼付板(有限要素計算面)に対する剛性増加とし計算し、ロープカバー板については図-6に示す測定応力分布に近づけるように選んだ。図-7に有限要素法計算における要素モデルを示す。また計算結果と測定応力分布曲線を放物線近似によって中心軸の応力値を求め、中心軸の応力に対する増加比を取って表わすと図-8のようになる。

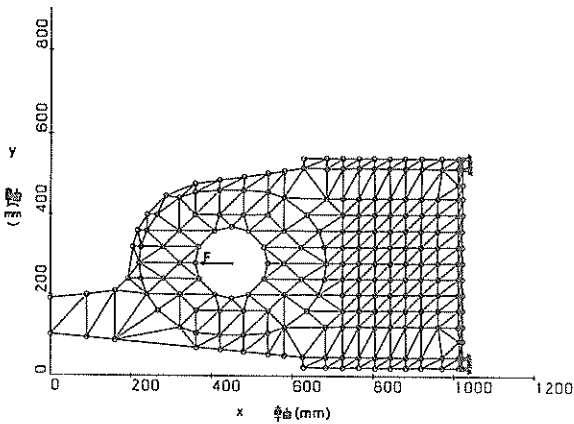


図-7 有限要素モデル

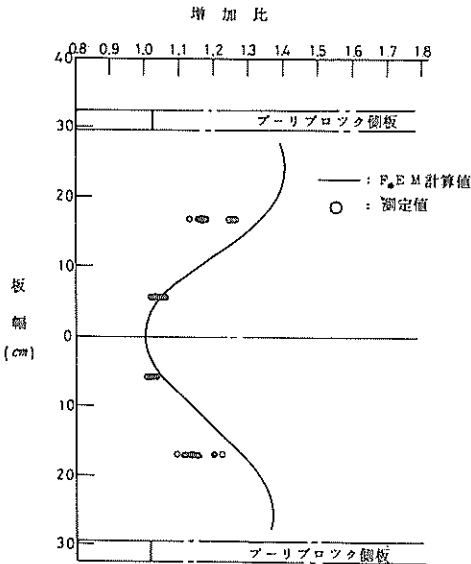


図-8 有限要素法の計算結果と測定値

有限要素法の計算結果と測定結果とは多少異なるが、前述の境界条件の決め方が難しく厳密には対応しがたかった。今回においては一応図-8の計算結果をもとにブリーブロック側板の応力値を定めた。計算結果によればブリーブロック側板の応力値はゲージ貼付板の中心軸の応力値におおよそ一致していることが解る。またゲージ貼付板応力分布は中心部付近は放物線の応力分布になっているが、ブリーブロック側板付近においてはフラットな分布になっている。

上記のことから今回の進水力の計算はブリーブロック側板の応力値はゲージ貼付板の中心軸の応力値とし、ゲージ貼付板の応力は中心部は放物線近似としブリーブロック側板付近ではフラットな分布とし積分して求めた。またゲージ貼付板における中心部の放物線近似出来る範囲は有限要素法の計算結果と測定値から中心軸より片側について16cmとした。次にブリーブロック部のゲージ貼付箇所はゲージ貼付板とブリーブロック側板がブリーブロック中心軸に対し上下、左右対称の形状にあり、それらの応力値、応力分布も有限要素法の計算結果またチェック用に測定した測定値からもほぼ対称なものとなっている。

ここで今回の進水力の計算式を示せば次のようになる。

$$F = 2 \left(A b + 2 \int_0^{16.0} (ay^2 + b) dy + C(B/2 - 16.0) \right) t$$

ここで F: 進水力

A: ブリーブロック側板断面積

y: ゲージ貼付板の中心軸からの距離

B: ゲージ貼付板々幅

t: ゲージ貼付板々厚

a: 比例定数

b: ゲージ貼付板中心軸の応力

C: 定数 (C = 16^2 a + b)

測定結果を図-9に示す。

図-9の実線は設計値を示し、ケーソン水中においては浮力を差引いた。

測定値は設計値に比べ多少低い値となっているがほぼ一致していることから設計値は安全と言えるだろう。

酒田港ケーソンヤードにおける進水力の設計々算式および諸数値は次の通りである。

$$F = F_v - F_R$$

ここで F_v: ケーソン重量+台車重量の降下分力

F_R: 走行抵抗

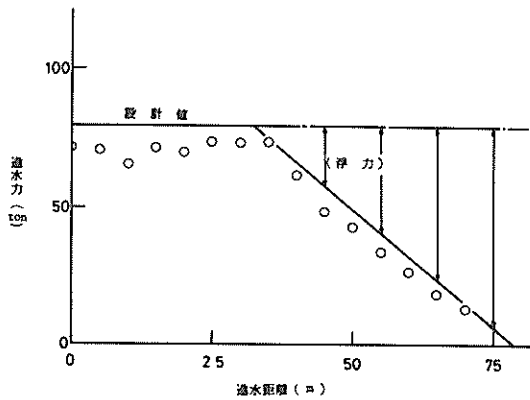


図-9 進水力測定結果

まず F_v については

$$F_v = (W_1 + W_2) \times \sin \theta$$

ここで W_1 : ケーソン重量 (1540 ton)

W_2 : 台車重量 (80 ton)

θ : 斜路勾配角度 ($5^\circ 18'$)

次に F_R は

$$F_R = \frac{N}{R} \left(\mu \frac{d}{2} + f \right)$$

ここで N : ケーソン重量+台車重量のレール面に対する直圧力 ($N = (W_1 + W_2) \times \cos \theta$)

R : 車輪半径 (21 cm)

d : 車軸径 (11.5 cm)

μ : すべり摩擦係数 (0.15)

f : 転り摩擦係数 (0.02)

4.2 横引力測定結果

横引力測定部の形状は図-4に示すようなクロスしたシャッフル状をなしており、ゲージ貼付箇所断面の応力分布も一様でないことが予想された。この横引力の測定箇所の応力分布については三次元有限要素と測定金具実物の約1/8の縮尺モデルを作り実際の測定と同じようにゲージを貼付しものによってチェックした。

まず有限要素法によって計算した結果を示すとストレート部の各位置の応力分布は図-10のようになり、ゲ

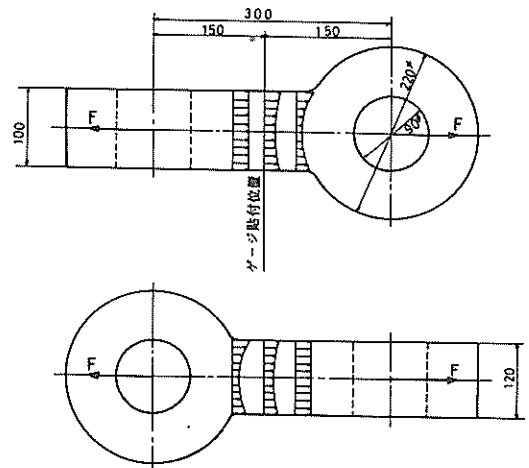


図-10 横引力測定ゲージ貼付付近の応力分布

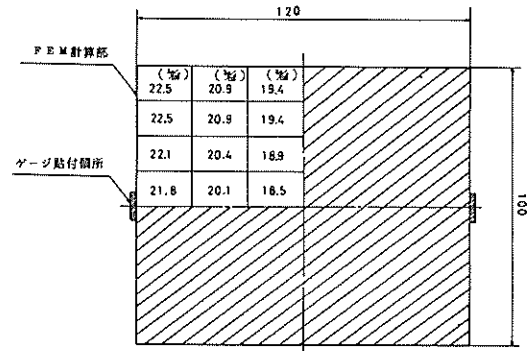


図-11 横引力測定ゲージ貼付断面の応力分布

ージ貼付部断面の応力分布は図-11になった。

有限要素法の結果によればゲージ貼付部の応力はゲージ貼付断面の平均応力に対して約6%位大きな応力を測定したことになるが、縮尺モデルのゲージからの測定値は反対にゲージ貼付断面平均応力に対して7%弱の小さな応力値を示した。いずれにしてもゲージ貼付箇所の応力は断面平均応力に対して数パーセントの違いであることから、今回の横引力の測定値の計算においては等分布

応力として計算した。図-12, 13にケーソン移動距離の異なる測定結果を示す。

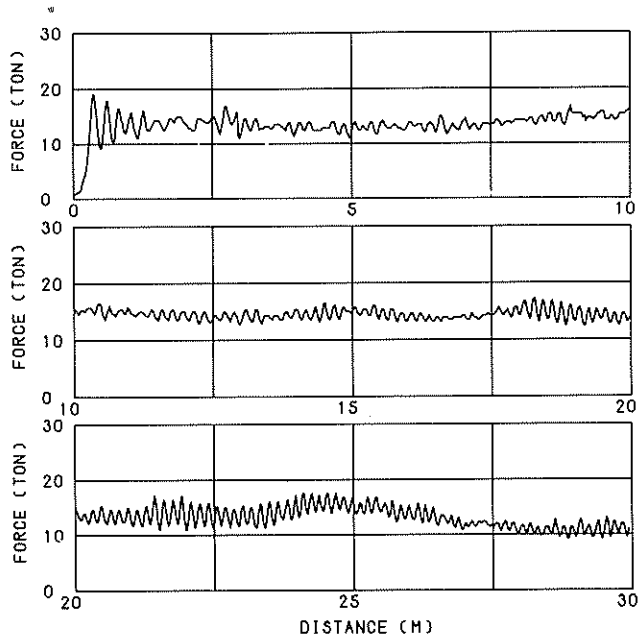


図-12 横引力測定結果

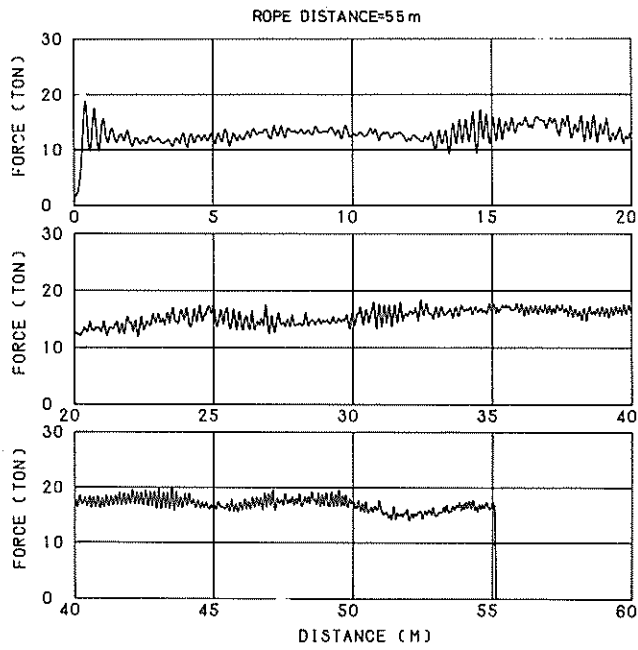


図-13 横引力測定結果

測定結果によれば横引力は単なる振動の他にビート振動もみられる。横引力が振動するのはケーソンがロープによって牽引することによるものであり、これらについては後章で述べることとして、ビート振動はレールの基礎状態の変化やトラバーサのレールに対する当りの悪さ等が原因しているものと思われる。また場所によっても横引力は変動し、それらの差は大きい場合で6~7 tonのものもある。

次にこのゲージによる測定結果の他にウインチモータの電流計の測定値を表-1に示す。

表-1 横引ウインチモータ電流の測定結果

時間 (min)	電流値 (A)
0	0
1	100
2	95
3	95
4	98
5	97
6	97
7	100
8	96
9	96
10	95
11	96
12	93
13	95

ウインチモータの電流値は横引力が諸機械効率を通じて現われる他にモータの力率、二次抵抗速度制御における熱損失も加わり現われる。しかしながらモータ力率と二次抵抗速度制御の熱損失の割合は解らないためにこれらの損失を考慮しないで電流値から横引力を計算すれば次のようになる。すなわち計算式は

$$F = 6.12 \frac{I \cdot V \cdot \eta}{1000 v} \quad (\text{ton})$$

ここで I : 電流値 (A)
 V : 電圧 (200 V)
 v : ケーソン移動速度 (2.9 m/min)
 η : 全機械効率 (0.675)

であり、約28 ton前後の横引力となる。このウインチモータ電流値からの計算値はゲージによる応力測定値に比べ大きな値となるが、諸損失を考慮すれば少し小さな

値となろう。また酒田港ケーソンヤードの横引力の設計計算式は次の式によって行なわれ、

$$F = \psi \left\{ \frac{W_1 f + (W_1 + W_2 + W_3) f}{D} + W_3 \mu \frac{d}{2D} \right\}$$

ここで ψ : フランジによる抵抗係数 (1.2)
 W_1 : ケーソン重量 + クレドール重量 (1570 ton)
 W_2 : トラバーサローラ重量 (20 ton)
 W_3 : トラバーサ枠重量 (5 ton)
 D : ローラ直径 (15 cm)
 d : ローラ軸径 (3.8 cm)
 f : 転り摩擦係数 (0.1)
 μ : 送り摩擦係数 (0.4)

今回の測定ケーソン重量1540 tonに対して設計値を計算すると25.6 tonになる。ひずみゲージからの測定値と設計値を比較した場合測定値はかなり下まわり設計値は安全と言えるが、その差はかなり大きい。有限要素法や縮尺モデルの応力分布のチェックによって測定値の応力値は正しいとすれば、設計値と測定値の差は設計値の摩擦係数の値が設計段階の値と異なっているものと考えられる。

4.3 進水台車車軸応力測定結果

進水台車の車軸応力はケーソンと台車の重量が車輪に作用し、2個の車輪と台車のフレームによる曲げ応力として現われる。今回の測定ケーソン重量と台車重量が台車々輪(112個)に等しく作用するとした場合、車輪1個当りに14.5 tonの荷重となる。この荷重による車軸曲げ応力は約1100 Kg/cm²となる。しかしながら車輪に均一に荷重が作用することは種々の条件によってまれであろう。例えば台車長さに対するケーソン長さの割合、車輪面の不均一、レールの基礎状態の変化等が原因となり各輪の荷重にばらつきがでてくる。

これらの諸原因の内台車長さとのケーソン長さ割合の変化による車輪荷重は、ある程度モデル化することにより有限要素法によって計算できる。今回は次の条件のもとに計算を行なった。

- ケーソン重量は等分布荷重として作用する。
- 台車自重は無視する。
- 台車は一枚の板として取扱う。
- 支持状態は荷重方向のみ固定。

上記の仮定の内ケーソン重量は実際の場合木材の上に置かれるためにケーソン重量のバラツキは等分布に作用するものと思われるために行なった。台車の自重について

ほぼ等分布に車輪に作用し、ケーソン重量に比べれば小さい。また台車を一枚の板として取扱うことや支持状態の取扱い方については実際の場合と多少異なるが、その影響はわずかなものと考えられるために行った。図-14に同一荷重による荷重作用範囲割合が台車長に対して1/1、1/2、1/3の場合と今回の測定ケーソンの荷重範囲の場合による車輪反力分布を示す。

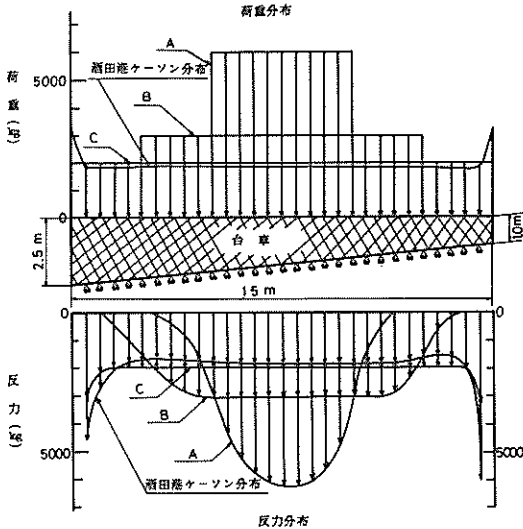


図-14 進水台車車輪反力に及ぼす荷重分布の影響

計算結果によれば台車長に対して狭い範囲に荷重が作用する場合、支持反力範囲は割合狭く台車端部の支持は浮いた状態になる。また反対に荷重が台車長さと同じ範囲か、オーバーハングして作用する場合は台車両端の支持反力は大きくなる。今回のケーソンと台車長の割合では荷重分布も図-14に示すようにフラットな等分布とはならず両端で大きな荷重として作用し、両端の支持反力を更に大きくする。今回の有限要素モデルの寸法は厳密には酒田港のケーソンの寸法とは一致していないが、両端の支持反力は支持反力平均値に対して約3倍の大きさになる。支持状態を荷重方向固定としたことは実際のレールの弾性を無視することになり、計算値がそのまま実際の車輪反力を現わしてないまでも台車両端の車輪には大きな荷重が作用しているものと思われる。しかし測定前にはこのことは解らなく、今回の測定の車軸はほぼ

フラットな反力を持つ車軸しか測定してなかったことになる。図-15に図-5の各車軸Noの進水台車車輪応力の測定結果を示す。

図-15は同一地点のレール上を通過するときの車輪応力が図上で同一線上に位置するように車軸間隔分だけずらして画いた。すなわち図-15によれば車輪応力の変化がレールの基礎状態に応じて変化していることが解る。車輪応力がレールの基礎状態に左右される結果、場合によっては一部の車輪が浮くこともありうるだろう。今回の車輪応力が零の測定値は車輪が浮いていると思われ、その結果他の車軸に大きな応力が現われるだろう。今回の測定の範囲においては4000kg/cm²付近の応力値みられ、2000tonケーソン重量に対しては単なる比例計算を行なったとしても5000kg/cm²付近の車輪応力となることが予想される。また今回のケーソンのようにオーバーハングしてケーソンが台車に載る場合は両端の車輪には更に大きな車輪応力が予想される。

5. 発進時のケーソン横引力、進水力理論計算

進水力の測定記録の詳細は測定記録の関係に掲載しなかったが、横引力と同様に発進時にはかなりの衝撃力を伴う。これらの起因はケーソン静止時からロープをある速度で巻取りや巻下を行なうことによるもので、もしロープ速度に等しい速度をケーソンに与えることになればロープには無限大の力が必要となる。しかしながらロープをある一定速度で巻取り、巻下げを行なってもロープの弾性のためにそれ程大きな力とはならず、ケーソン移動速度も変動する。その結果ロープ張力も変動する。このような状態はケーソン発進時に主に現われるもので、ケーソンが動きだした後に最初のケーソン移動速度が一定の速度になれば単に摩擦力と均合った状態になるであろう。しかしながら摩擦力で均合った状態でケーソンを牽引していても何んらかのケーソン移動速度変化や外力が作用すればロープ張力は振動する。

今回の横引力、進水力の測定結果によればケーソン発進時以外においてはそれ程大きな振動現象は見られず、特に進水力においてはわずかであった。一般的に考えてもケーソンが静止時から移動開始する時が最大の衝撃力が生じると言える。そこで今回は発進時の衝撃によるロープ張力の変化を振動問題として理論的に計算した。

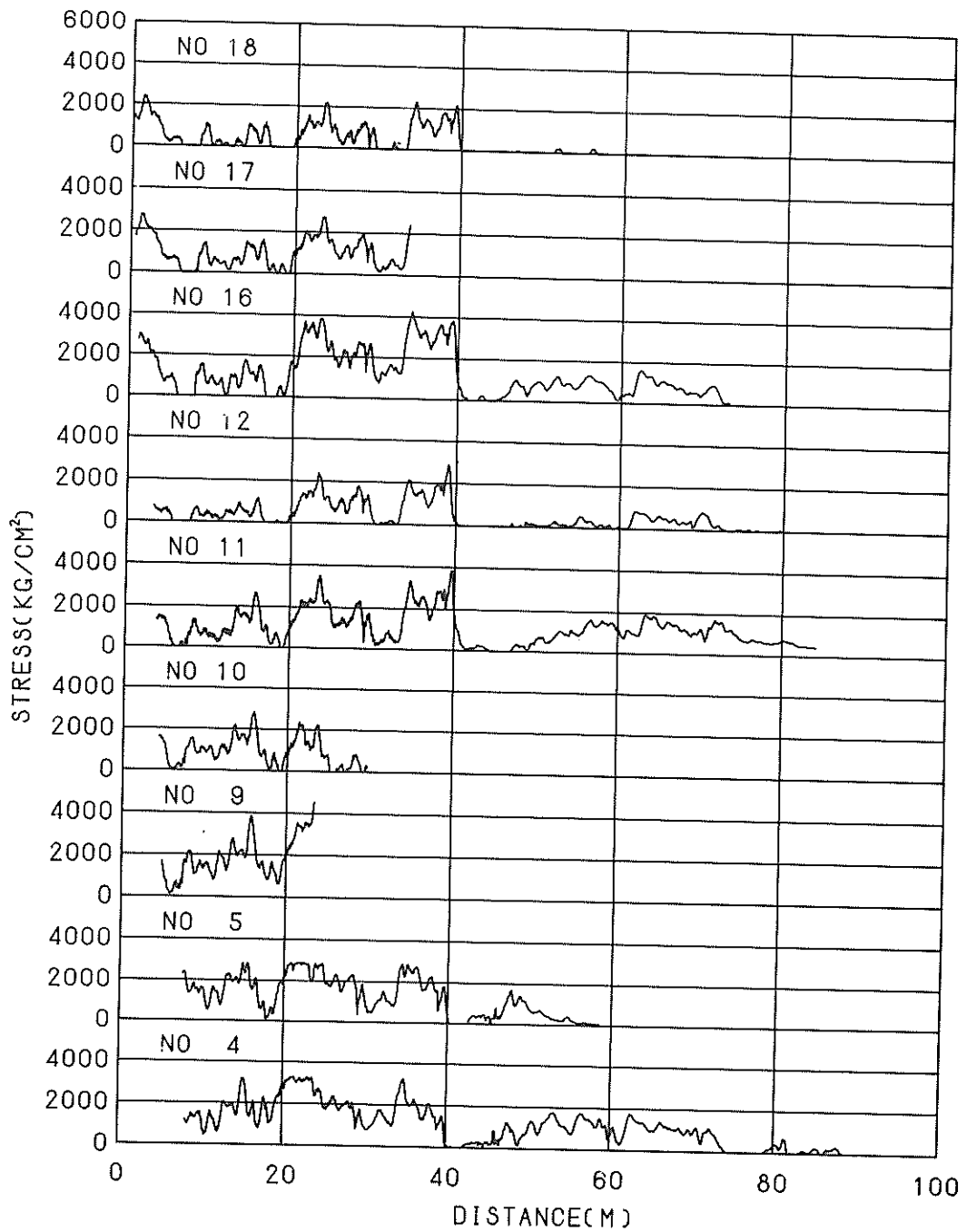


図 - 1 5 進水台車車軸応力の測定結果

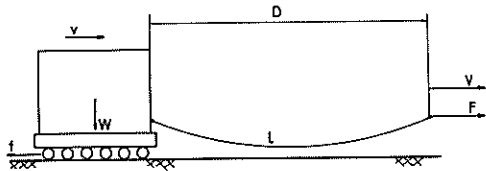


図-16 横引発進時模図

$$F = \frac{q \cdot D}{\sqrt{24 \left(\frac{l + \lambda}{D} - 1 \right)}} \dots\dots\dots (2)$$

ここで q : ロープ単位長さ重量
 D : ロープ間隔
 l : ロープの長さ
 λ : ロープの伸び
 ロープの伸びはフックの法則から

$$\lambda = \frac{l \cdot P}{E \cdot A} \dots\dots\dots (3)$$

ここで E : ロープの引張弾性係数
 P : ロープ張力
 A : ロープ断面積
 ロープ張力はロープのカテナリにおける釣合いより、

$$P^2 = F_v^2 + F_H^2$$

ここで F_v : ロープの垂直方向の力
 F_H : ロープの水平方向の力

まず横引時の発進時の運動方程式は図-16を参照して次のようになる。

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + f = F \dots\dots\dots (7)$$

ここで m : ケーソン+クレードルの質量
 x : ケーソンの変位
 c : 減衰係数
 f : 摩擦力
 F : ロープ張力(横引力)

ロープ張力はロープの自重を考慮してロープカテナリ曲線による均合い式から次のように表わされる。

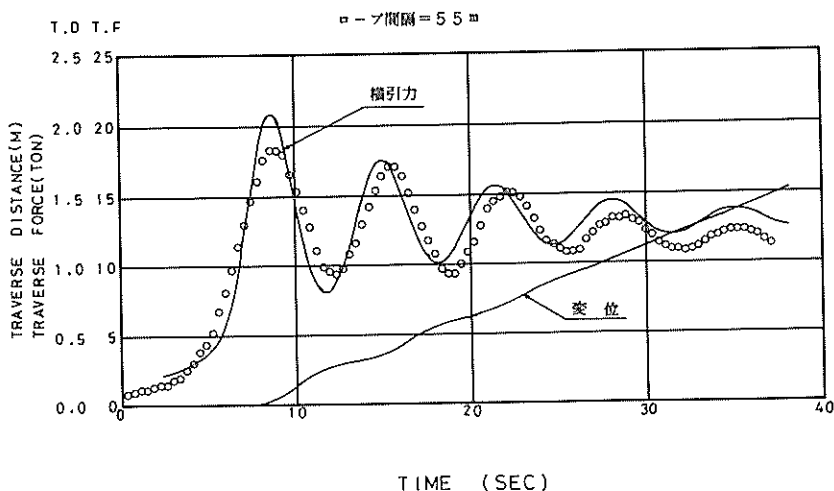


図-17 横引発進時の理論計算結果と測定結果

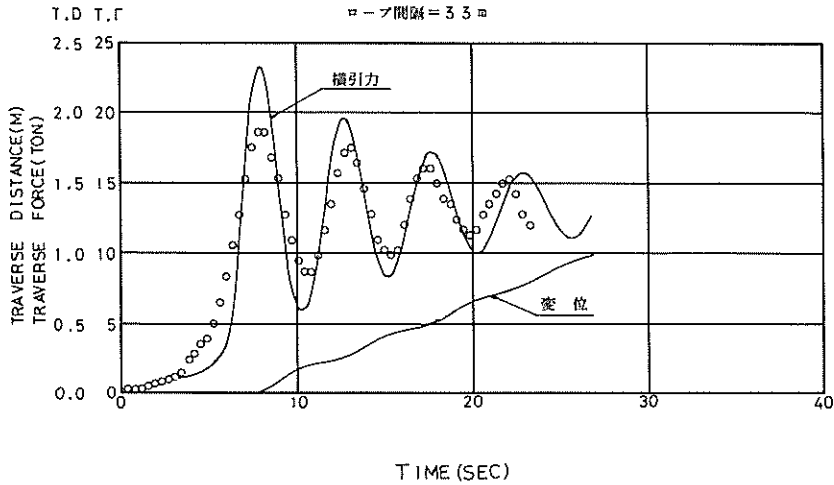


図-18 横引発進時の理論計算結果と測定結果

となるが、 F_v は F_H に比べ小さいために $F_v \approx 0$ とすれば $P = F_H = F$ となる。したがって(3)式を(2)式に代入してロープ張力をロープ間隔とロープ長さの関数として求めることができる。また減衰項については、はっきりした根拠はないが、車軸の粘性抵抗等が現われてくるものと思われる。今回はこの減衰項についてはケーソン移動速度に一次的に比例するものとして扱い、減衰係数については測定値から対数減衰係数を取って求めると約 $C = 35,000 \text{ kg} \cdot \text{sec} / \text{m}$ となった。

摩擦力については測定値の振幅の平均値を取り 12 ton とし、ロープの引張弾性係数は $10,000 \text{ Kg} / \text{mm}^2$ とされるが、横引ポストからウインチまでのロープ長さがケーソンから横引ポストのロープ距離に比べ 10% 程度あることから見掛けの引張弾性係数として $9,000 \text{ Kg} / \text{mm}^2$ とした。

上記の諸数値を与えて(1)式を解くことになるが、(1)式は非線形の振動方程式となるために電子計算機によってルンゲ・クッタ・ギルの方法により解いた。理論計算結果を測定値と比較して図-17, 18 に示す。

計算値と測定値は比較的良く一致したが、立上りの力は計算値が大きくなりやすい。これらの要因として実際にはウインチモータの立上り特性やトルク特性もあり、いきなり一定スピードの $2.9 \text{ m} / \text{min}$ にならないと思われることや、動摩擦と静止摩擦の違い等も考慮しな

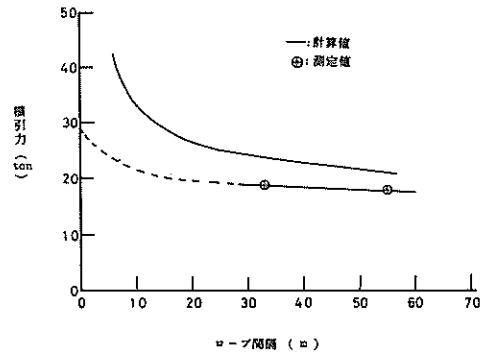


図-19 横引発進衝撃力のロープ間隔の影響

ればならないだろう。横引ウインチモータのトルク特性は回転数に直線関係にあるが、その値が解らないために一般的に考えて 30 ton の荷重に対して 5% 程度の回転低下を考慮した。また動摩擦と静止摩擦の違いについては静止摩擦力が解らないことにより動摩擦の値を選んだ。

図-17, 18 は今回測定したケーソン移動時のロープ間隔の違いで、このロープ間隔の影響はロープの引張弾性係数に近似的に反比例することから大きなものとなる。

図-19にロープ間隔による立上り時点の横引力の値を示す。理論計算によればロープ間隔零において無限大の横引力となるが、実際にはウインチモータのトルク特性や横引ポストからウインチまでのロープの伸び等もあり実測値が示すような曲線となるものと考えられる。しかしながらなんらかの原因によってロープ間隔の短い状態からの発進は十分注意して、なるべく加速度を生じないようにケーソンを移動しなければならないだろう。

次にケーソン進水時の衝撃振動の原因は、ケーソンをロープで引張った状態の静止時からロープを一定速度で巻出するために起るものと考えられる。すなわちロープの巻出し速度がケーソン移動に先行し、後にケーソンがレールの傾斜によって生じる等加速度のために速度が増し、ロープ巻出し速度をオーバーしケーソン移動距離がロープ巻出し距離を越える時に衝撃力が生じると言えよう。

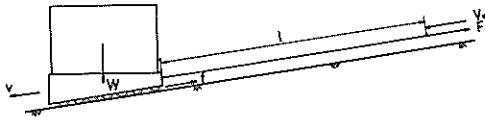


図-20 進水発進時模図

上記の状態における運動方程式は図-20を参照して次のようになるものと考えられる。

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + F = H - f \dots\dots\dots(4)$$

- ここで m : ケーソン+進水台車質量
- x : ケーソン進水距離
- C : 減衰係数
- F : ロープ張力(進水力)
- H : ケーソン+台車の降下分力
- f : 摩擦力

ロープ張力は横引力の計算においては自重を考慮してカテナリ曲線の均合いより求めたが、ケーソン進水状態においてはロープが途中地面に接触していることからロープの自重を無視した。すなわちロープ張力は次のように表わされる。

$$F = k\lambda = \frac{AE}{l} \lambda$$

- ここで k : ロープのバネ定数
- λ : ロープの伸び

ロープの伸びは次のように表わされる。

$$\lambda = \lambda_0 + (x - v_0 t)$$

- ここで λ_0 : ケーソン静止時の降下分力によるロープの伸び量
- v_0 : ロープ巻出し速度(2.5 m/min)
- t : 時間

(4)式の計算にあたっては横引同様に減衰項はケーソン速度に一次に比例するとし、 $H - f$, C を測定値から求め電子計算機によって計算すると図-21のようになる。

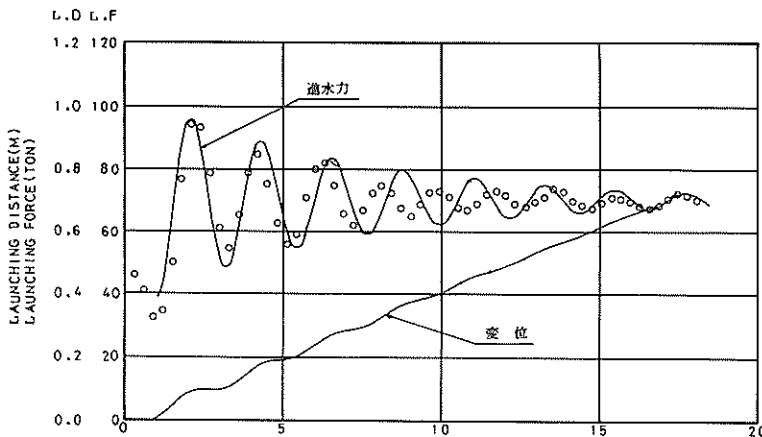


図-21 進水発進時の理論計算結果と測定結果

理論計算と測定値は多少周期が異なるが、進水力の値は良く一致した。またここで横引発進時理論計算同様ケーソンスタート時のロープ間隔の影響を調べると図-22に示すようになる。すなわちロープ間隔の短い程衝撃力は大きくなり、酒田港ケーソンヤードの場合図面からの測定によるとウインチ小屋のブーリーブロックとケーソン進水台車のブーリーブロックのロープ間隔が約21 mと50 mの2箇所に発進位置がある。

この2箇所の位置におけるケーソン発進時の衝撃力は摩擦力に対して前者の位置においては、おおよそ50%、後者の位置においては40%の増加となる。

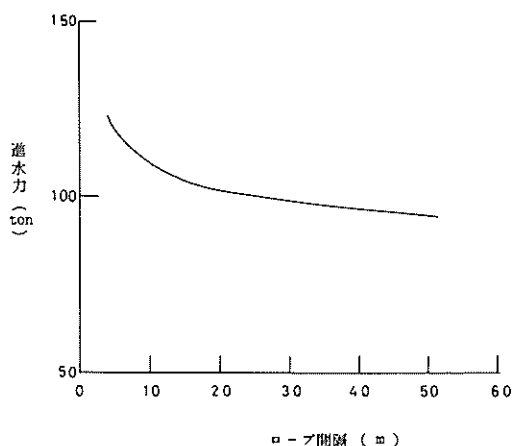


図-22 進水発進衝撃力のロープ間隔の影響

6. あとがき

現地試験の難しさの一つに測定条件の悪さがあるが、今回の試験においても進水力、横引力の場合ゲージ貼付箇所に適当なところがなく、報告書内容で述べたような複雑な応力分布となってしまった。またケーソンヤードの現地試験の場合ゲージ貼付箇所と計器までの距離が長く測定におけるトラブルとなる場合が多い。これらの問題の解決策としてはロードセル等を使用し直接進水力や横引力を測定することが望ましいだろう。これまでのような部材の一部にゲージを貼付し測定する方法では必ず応力分布のチェックが必要と思われる。このことはかなり難かしい場合も多くまた労力も要する問題となる。しかしながらロードセル等の使用は現場作業のかねあいや取付部分の安全性等も考慮しなければならず、難かし

い問題であろう。これらの問題については今後の検討課題として今回の試験結果を要約すれば次のようになる。

(1) 進水力

1/11の進水斜路勾配における1620 ton (ケーソン重量+進水台車重量)の進水力は70 ton前後となった。設計値が79 tonであることから、設計値は安全な値と言えよう。また設計値と測定値の差は約10%位であることから設計値の全摩擦抵抗の値はほぼ正しいものと言える。

(2) 横引力

1595 ton (ケーソン重量+クレードル重量+トラバサ重量)の横引力は15 ton前後となり、場所によってはかなりの変化がある。設計値25.6 tonに対しては測定値は小さく、設計値は安全と言えるがその差は大きく、摩擦係数の値を考えれば40%程度の差がある。

(3) 進水台車車軸応力

荷重1620 ton (ケーソン重量+進水台車重量)に対し車軸は56本ある。測定車軸応力の最大値は、4000 Kg/cm²付近の応力値があり、設計安全率を約2倍を上まわる。部材の引張り破断強度11,000 Kg/cm²に比べ測定値はまだ小さいが、2,000 tonケーソンや今回のようにケーソンが台車に対しオーバハンクして置かれる場合は更に大きな応力となることも予想され、特に台車端部の車軸には危険な車軸応力も考えられる。

(4) 発進時の横引力、進水力の衝撃力

ケーソン発進時の横引力、進水力は摩擦抵抗のみを考慮した値に対し、前者50~60%、後者40%前後の増加となる。

今回の酒田港ケーソンヤードの現地試験は第一港湾建設局酒田港工事事務所の協力のもとに行なわれ、無事測定を終えたことに対し、関係者各位の協力に深く感謝する次第である。 (1974年4月1日受付)

参考文献

- 1) 第一港湾建設局新潟機械整備事務所“酒田港ケーソンヤード機械設備の設計について”第9回工事報告会資料 1970年
- 2) 麻山和正他“小名浜港第2ケーソンヤード機械設備実験報告”港研資料№121, 1971年

港湾技研資料 No187

1974・6

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 日青工業株式会社

Published by the Port and Harbour Research Institute
Nagase, Yokosuka, Japan.