

## 艇内操作式救命艇揚卸装置

江 頭 健\* 山崎福太郎\* 吹上紀夫\*  
 梅谷 実\*\* 高松 攻\*\* 平山了也\*\*  
 中井康雄\*\*\* 高巢勇四郎\*\*\* 林原 毅\*\*\*

A Lifeboat Lowering Apparatus Controllable by the Crew  
 inboard the Lifeboat

By

Takeshi Eto, Fukutaro Yamazaki, Norio Fukiage,  
 Minoru Umeya, Osamu Takamatsu, Ryoya Hirayama,  
 Yasuo Nakai, Yushiro Takasu and Takeshi Hayashibara

Tanker Lifeboats shall be such as are capable of rapid embarkation of all the crew into them when attached to davits, and of being safely lowered and then accurately cleared from the ship's side under the control of the crew inboard, in condition of fire on the surface of the water.

We have developed a lifeboat lowering apparatus to meet the requirements, the principal features of which are as follows:

(1) The operation to release the lifeboat fully loaded from its stowed position, and to lower it are effected at the crew's will by regulating the boatfalls with pulley brakes or compressor wedges;

(2) By adopting a proper radius ratio for the differential boatfall drums fitted to the boatwinch, the checking force to be applied to the falls can be fairly reduced.

We actually constructed a prototype apparatus, and carried out several performance tests on it.

—目 次—

- |  |  |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>1. まえがき</li> <li>2. 目的</li> <li>3. 試作装置の概要           <ul style="list-style-type: none"> <li>3. 1 原理</li> <li>3. 2 概要</li> </ul> </li> <li>4. 設計原理           <ul style="list-style-type: none"> <li>4. 1 索張力および巻胴軸トルク               <ul style="list-style-type: none"> <li>4. 1. 1 索張力</li> <li>4. 1. 2 ウインチ軸トルク</li> </ul> </li> <li>4. 2 差動巻胴</li> <li>4. 3 滑車制動方式の特性               <ul style="list-style-type: none"> <li>4. 3. 1 制動が可能な巻胴比の最大値</li> <li>4. 3. 2 起動が可能な巻胴比の最小値</li> </ul> </li> </ul> </li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>4. 3. 3 滑車の溝形状と摩擦係数</li> <li>4. 3. 4 滑車制動方式の設計</li> <li>4. 4 くさび制動方式の特性           <ul style="list-style-type: none"> <li>4. 4. 1 索の挟着力</li> <li>4. 4. 2 くさびの押込力<math>f</math>および引抜力<math>f'</math></li> <li>4. 4. 3 くさび制動方式の設計</li> </ul> </li> <li>5. 装置の計画           <ul style="list-style-type: none"> <li>5. 1 計画要領</li> <li>5. 2 滑車制動方式               <ul style="list-style-type: none"> <li>5. 2. 1 滑車制動ブロック</li> <li>5. 2. 2 制動力の伝達</li> </ul> </li> <li>5. 3 くさび制動方式               <ul style="list-style-type: none"> <li>5. 3. 1 くさび制動ブロック</li> <li>5. 3. 2 制動力の伝達</li> </ul> </li> </ul> </li> <li>6. 基礎実験           <ul style="list-style-type: none"> <li>6. 1 実験目的</li> <li>6. 2 予備試験</li> </ul> </li> </ul> |
|--|--|

\* 大阪支所

\*\* 日立造船株式会社

\*\*\* 辻産業株式会社

- 6. 2. 1 各部材等の重量測定
- 6. 2. 2 ダビットおよび属具類の強度試験
- 6. 2. 3 制動力の検定 (歪ゲージによる)
- 6. 2. 4 ローラーベアリング摩擦係数の測定
- 6. 3 本試験
  - 6. 3. 1 振出時の索合力
  - 6. 3. 2 滑車の損失係数 $\epsilon$
  - 6. 3. 3 各クレードル角度で発進が可能な最大制動力
  - 6. 3. 4 クレードルの運動
  - 6. 3. 5 本船 15° インボードにおける起動の能否
  - 6. 3. 6 降下試験
  - 6. 3. 7 滑車制動方式の  $\mu$  および  $\mu'$  の測定
  - 6. 3. 8 制動力の伝達
- 6. 4 基礎実験のまとめ
  - 6. 4. 1 ブロック重量の軽減
  - 6. 4. 2 ローラーベアリングおよびくさびと索の摩擦係数
  - 6. 4. 3 制動滑車枚数の決定
  - 6. 4. 4 制動滑車の溝形状
- 7. 実船実験
  - 7. 1 概要
  - 7. 2 主要調査事項
  - 7. 3 実験結果
    - 7. 3. 1 制動力伝達機構の適否
    - 7. 3. 2 制動試験
    - 7. 3. 3 運動状況
    - 7. 3. 4 巻胴の索巻取状況
    - 7. 3. 5 収納位置から着水までの連続試験
    - 7. 3. 6 離脱試験
  - 7. 4 実船実験のまとめ
    - 7. 4. 1 制動力伝達機構
    - 7. 4. 2 海面近くにおける発進の能否
- 8. 結語
- 9. 謝辞
- 1. ま え が き

1960年ロンドンにおいて開かれた“海上における人命の安全のための国際会議”の勧告中には次の事項がある。「タンカーの救命艇はダビットに格納されている場合および満載した状態で安全に降下する場合において火災に耐え、かつ海面火災時にあっても船側から離脱することが必要である。」

1) Papers of Ship Research Institute, No. 13 (March 1966) A Study on Tanker Lifeboats

われわれはまずタンカー用救命艇の試作研究を行ない、予想される火災海面を突破するに十分な性能を有するものを求めることができた。<sup>1)</sup> 次にはこの救命艇が本船に格納されている状態で全乗員を収容後、これを安全に海面上へ降下できさらに確実に船側から離脱できる特殊の救命艇揚卸装置を開発する必要がある。

## 2. 目 的

タンカーの海難事故として、その周辺海面に可燃油が流出した上火災を発生する場合がある。予想できる最悪の状態として、救命艇を降下させる個所の海面一帯が火炎に包まれた状況下にあっても、救命艇の揚卸装置は全乗員を艇に収容した後舷側までの振出、海面までの降下および本船からの離脱という一連の動作が安全かつ迅速容易に、しかも艇内において操作できねばならない。

この要求に十分適う揚卸装置を求めその試作研究を行ない、将来この種の装置を製造する際必要な計画資料を得ることがこの研究の目的である。

## 3. 試作装置の概要

### 3.1 原理

図 3.1 は差動巻胴を応用した本装置の原理を示し、

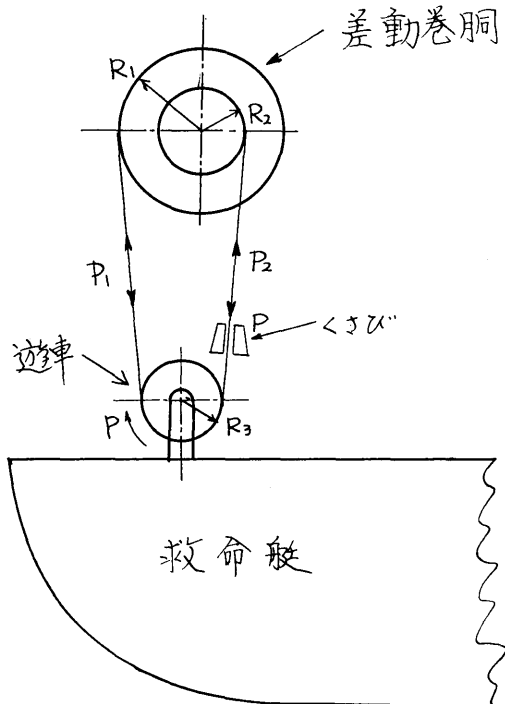


図 3.1 原理図

同一軸で径の異なる2個の巻胴  $R_1$  および  $R_2$  と遊車  $R_3$  とを組合せたものである。今遊車に救命艇の荷重  $W$  が掛り、艇が降下を始めるとき  $P_1$  および  $P_2$  はともに  $W/2$  に等しく、巻胴軸にかかる回転モーメントは  $W/2(R_1 - R_2)$  である。次に救命艇の降下を止めるため滑車と索との間に生ずる摩擦力  $P$ 、またはくさび等を用い索を挟着することによって起こる摩擦力  $P$  を利用する。

このとき巻胴にかかるモーメントは、

$$P_1 R_1 - P_2 R_2 = 0 \dots\dots\dots(1)$$

また、

$$P = P_2 - P_1 \dots\dots\dots(2)$$

なお

$$W = P_2 + P_1 \dots\dots\dots(3)$$

であるから、これら(1)、(2) および (3) 式より

$$P = \frac{R_1 - R_2}{R_1 + R_2} W \dots\dots\dots(4)$$

したがって差動巻胴を使用すれば、巻胴比  $R_1/R_2$  の値が1に近づくに従い救命艇降下を停止するに必要な摩擦力  $P$  は小さくすむ。

### 3. 2 概要

前述の原理を応用して、図3.2 のとおり揚卸装置を計画した。

ボートデッキ上にもうけた差動巻胴はダビットの各々に対し1組つつ備え、ウインチ軸に直結し、摩擦力  $P$  を発生させるため滑車制動方式およびくさび制動方式を採用した。滑車制動方式(図3.3(a))ではギヤで連結した遊滑車3枚を制動滑車とし、この回転を艇内に設けた油圧装置を介して停止させることにより摩擦力  $P$  を発生させる。またくさび制動方式(図3.3(b))ではくさびを索にそって押込み摩擦力  $P$  を発生させるが、この操作は艇内から導いたスピンドルの回転をウォームギヤに伝えて行なう。全員が乗艇した後、艇を収納状態から振出し、クレードルがストッパーに当たるときの衝撃を緩和できるような緩衝装置(スプリング)を設けてある。さらに着水後一斉離脱装置を艇内で解放すれば、油圧式またはスピンドル式ブレーキ力伝達装置は自動的にブロックと離脱するよう考慮した。

### 4. 設計原理

この装置を計画するにあたって重要な諸事項は次の

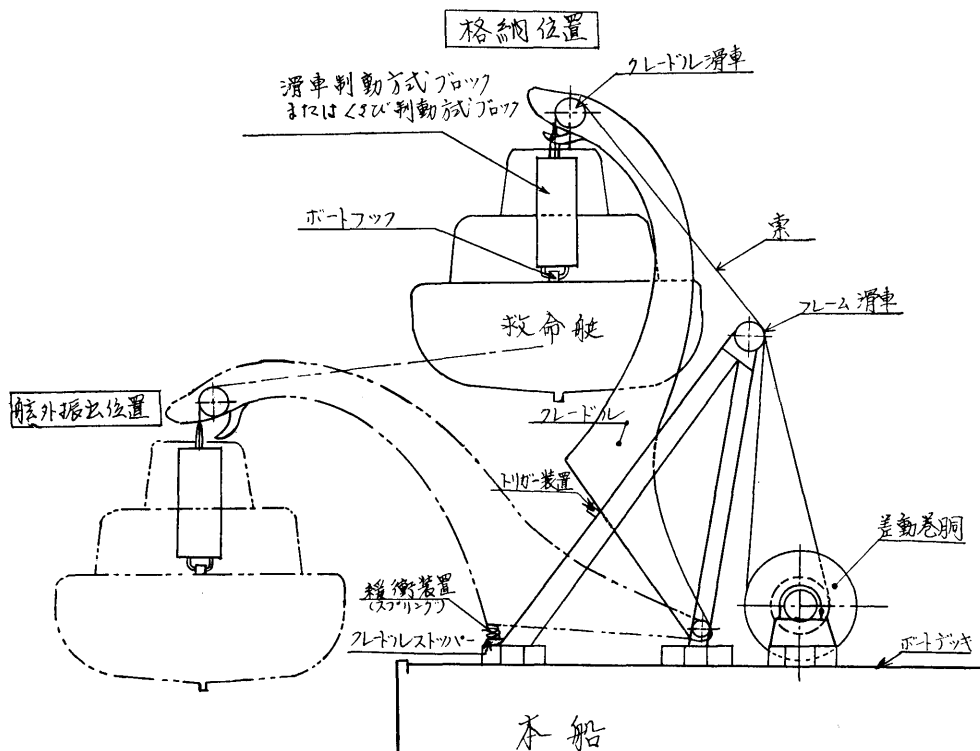


図 3.2 概要 図 (その1)

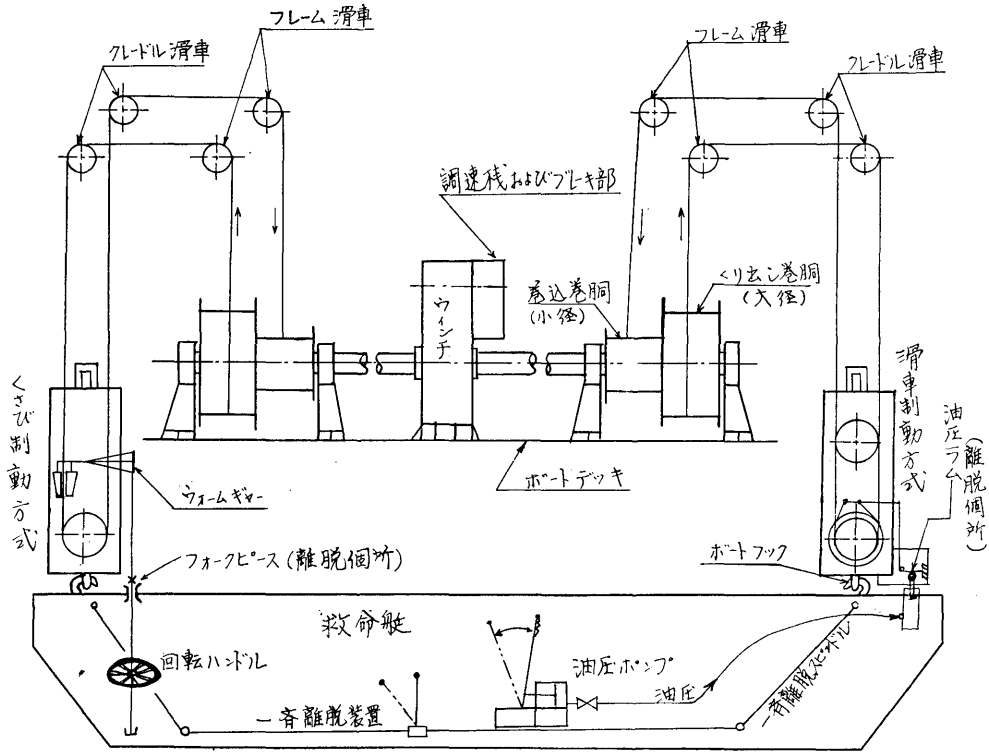


図 3.2 概要図 (その2)

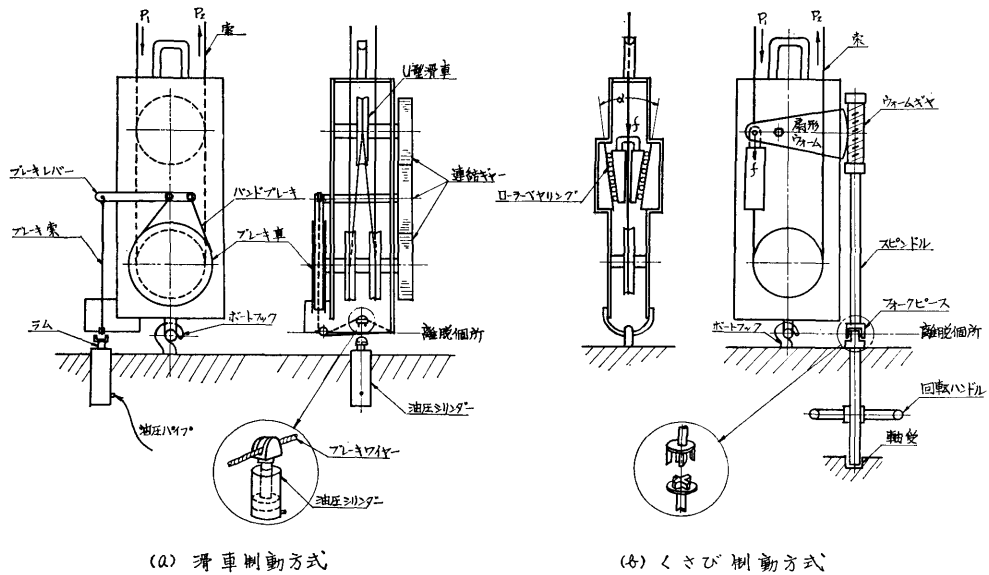


図 3.3 制動ブロック

とおりと考えられる。

- (1) 強度に関すること (索張力)
- (2) 制動能力の検討 (摩擦力, 制動方式, 差動巻胴)
- (3) 起動能否 (ウインチ軸トルク)
- (4) 降下速度の検討
- (5) 艇振出時の緩衝対策

4. 1 索張力および巻胴軸トルク

4. 1. 1 索張力

滑車制動方式およびくさび制動方式の両者について、救命艇が振出しおよび降下中に発生する索張力を計算する。

(1) クレードル滑車直前の索合力

艇を振出し中、フレーム滑車とクレードル滑車間の索合力 (図 4.2)  $T_1$  および  $T_6$  の和を索合力と定義しこれを  $T_T$  とすれば、 $T_T$  は近似的に (5) 式で表わされる (図 4.1)。

$$T_T = \frac{W(l \sin \theta + r) + W_c l \sin \theta}{h} \dots\dots\dots(5)$$

$W$ :  $\frac{\text{艇重量}}{2}$  および制動ブロック 1 個の重量

(満載時  $\frac{1}{2} \times 7.2\text{ton} + 0.3\text{ton} = 3.9\text{ton}$ )

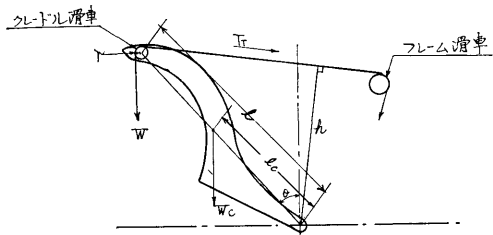


図 4.1 クレードル力線

(軽荷時  $\frac{1}{2} \times 4.6\text{ton} + 0.3\text{ton} = 2.6\text{ton}$ )

$\theta$ : クレードルが垂直となす角

$W_c$ : クレードルの自重 (0.47ton)

$l$ : クレードルの長さ (5.252m)

$l_c$ : クレードル下部ピンからクレードル重心位置までの長さ (2.6m)

$h$ : クレードル下部ピンから索への垂直距離 (作図による)

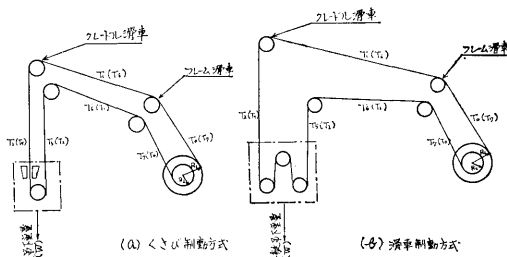
$r$ : クレードル滑車の半径 (0.15m)

今上記の各記号にたいし、それぞれ ( ) 内の値を用いて求めた値  $T_T$  と  $\theta$  との関係は図 4.3, 図 4.4, 図 4.5 および図 4.6 のとおりである。

(2) 差動巻胴直前の索張力:  $T_0$  および  $T_7$

図 4.2 のとおり、差動巻胴から繰出された直後の索張力  $T_0$  および巻込まれる直前の索張力  $T_7$  の値は艇を仰す場合表 4.1 より求められるから、それらの関係を図 4.3, 図 4.4, 図 4.5 および図 4.6 にそれぞれ図示する。

即ち、(イ)索 2 本に掛かる最大索合力は本船 15° アウトボード、艇は満載状態、ダビット最大振出時に発生



(注) ( ) 内の記号は巻揚時を示す。  
図 4.2 索 取 り

表 4.1 索 張 力 計 算 式

状 態		振 出 途 中	振 出 後	滑 車 数
滑車制動方式	巻込側 (R <sub>2</sub> )	$T_7 = \frac{\epsilon^6}{1+\epsilon^6} T_T = 0.589 T_T$	$T_7 = \frac{\epsilon^5}{1+\epsilon^3} W = 0.593 W$	ブロック内 3
	くしり側出 (R <sub>1</sub> )	$T_0 = \frac{1}{(1+\epsilon^6)\epsilon} T_T = 0.418 T_T$	$T_0 = \frac{1}{(1+\epsilon^3)\epsilon^2} W = 0.419 W$	案内滑車 4
く動さび方式	巻込側 (R <sub>2</sub> )	$T_7 = \frac{\epsilon^4}{1+\epsilon^3} T_T = 0.564 T_T$	$T_7 = \frac{\epsilon^3}{1+\epsilon} W = 0.565 W$	ブロック内 1
	くしり側出 (R <sub>1</sub> )	$T_0 = \frac{1}{(1+\epsilon^3)\epsilon} T_T = 0.441 T_T$	$T_0 = \frac{1}{(1+\epsilon)\epsilon^2} W = 0.441 W$	案内滑車 4

- 注) 1. 滑車 1 個の損失係数  $\epsilon$  はすべて 1.05 とする  
 2. 振出途中および振出後の  $\epsilon$  のべき数の異なるのは  $T_T = T_1 + T_6$  および  $W = T_2 + T_5$  の相違のためである。  
 3. 振出後は  $T_T = W$  となる。

し、その値は7.6 tonである。この値はダビット強度の計算上特に重要な数値である(図4.5)。(□) 滑車の損失が加算されるため、巻込み側の索張力  $T_7$  および繰出し側の索張力  $T_0$  との比は滑車制動方式で1.41倍、

くさび制動方式で1.28倍となり、艇がまったく振出される直前の  $T_7$  値は図4.5に示すとおり最大 4.46 ton (滑車制動方式) および 4.27 ton (くさび制動方式) に達する。したがってこの装置に使う索径は 20 mm

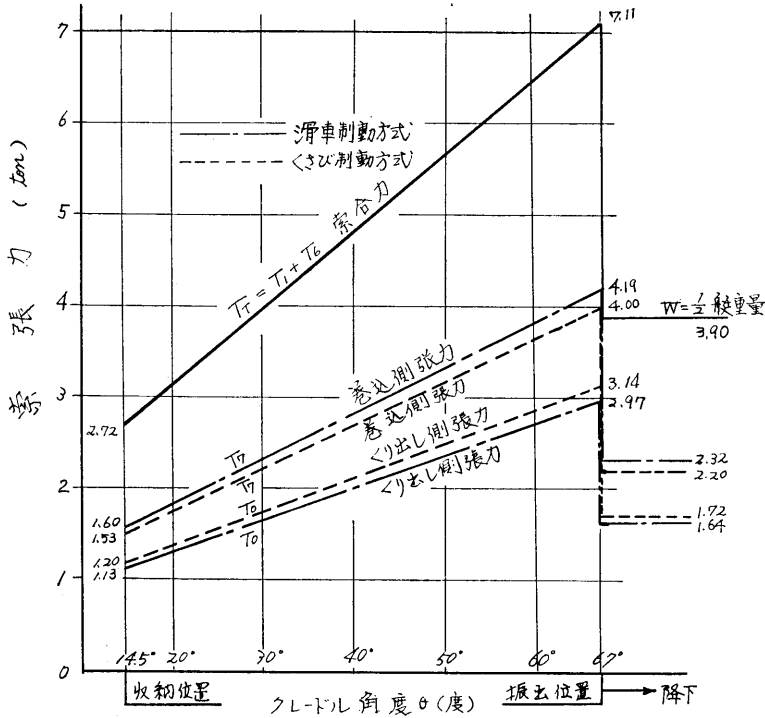


図 4.3 満載振出時の索張力 (アップライト)

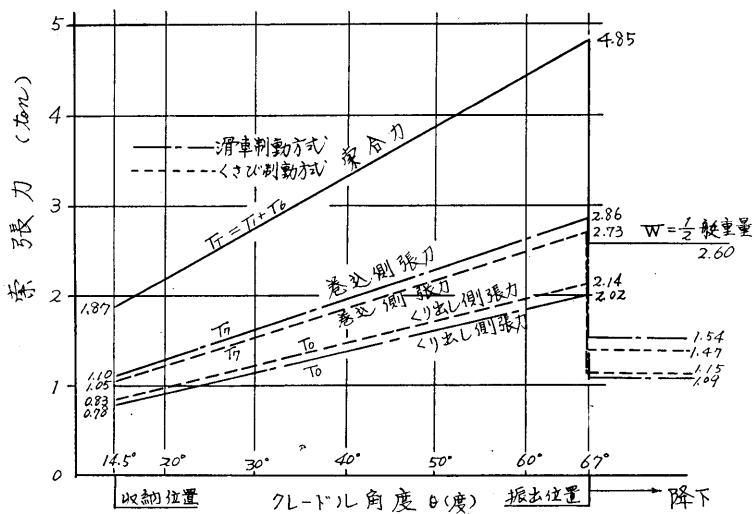


図 4.4 軽荷振出時の索張力 (アップライト)

(破断荷重 18.5 ton) が適当と思われる。

4. 1. 2 ウインチ軸トルク

差動巻胴軸に発生するトルク  $M$  は大径  $R_1$  および小径  $R_2$  に対し

$$M = T_0 R_1 - T_1 R_2 \dots\dots\dots(6)$$

である。

いま  $R_1 = 420\text{mm}$ ,  $R_2 = 190\text{mm}$  ( $R_1/R_2 = 2.2$ , 4.3.4. 参照) とした場合, 表 4.1 より求めた  $T_0$  および  $T_1$  の値を用いれば, 軸トルク  $M$  は図 4.7, 図 4.8, 図 4.9 および図 4.10 のとおりである。

即ち, (イ) 最大軸トルクは本船 15° アウトボード, 艇は満載状態時に発生し, 巻胴軸, ギヤー等の強度およ

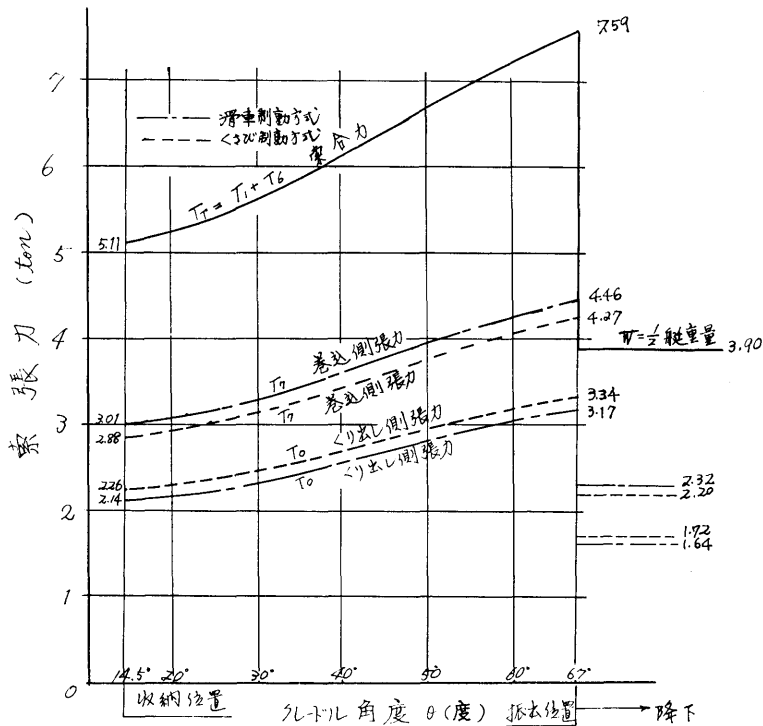


図 4.5 満載振出時の索張力 (15° アウトボード)

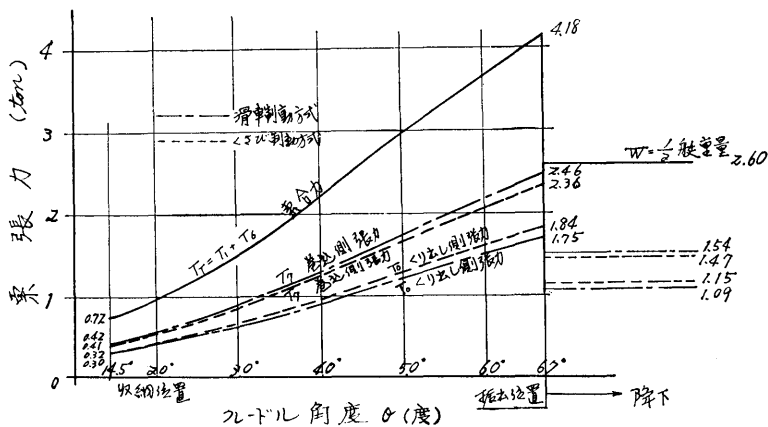


図 4.6 軽荷振出時の索張力 (15° インボード)

びモーター力量の基準となる。その値は1.37ton-mである(図4.9)。(e) 最小軸トルクは本船15°インボード、艇は軽荷時に発生し、ブレーキをゆるめた場合クレードルが起動するか否かを左右する。その値は滑車制動方式で0.05 ton-m またくさび制動方式で0.08

ton-m (図4.10), これに対し使用するウインチおよび差動巻胴(連結軸を含む)を起動させるために必要な最小トルクは、それぞれ0.024ton-m および  $0.033 \times 10^{-2}$  ton-m であり、後者の値は実用上無視できる。

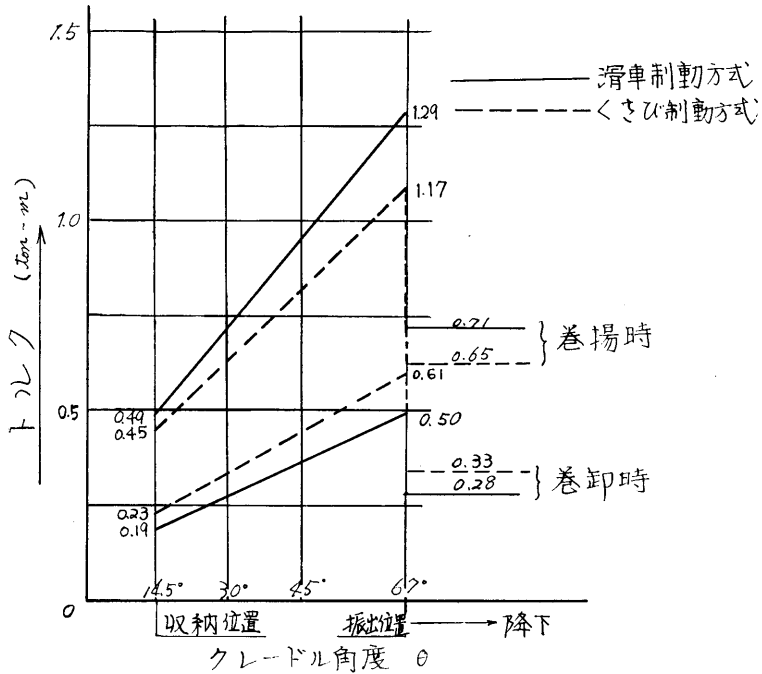


図 4.7 満載時のウインチ軸振りトルク (アップライト)

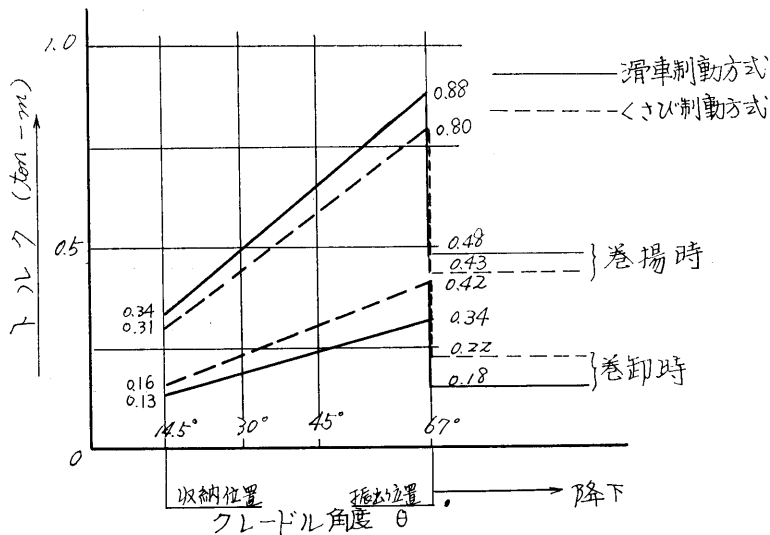


図 4.8 軽荷時のウインチ軸振りトルク (アップライト)



### 4.2 差動巻胴

巻胴への索巻付段数をあまり大きくするとすでに巻かれたコイルのすき間にさらに索がくい込み整然と巻くことができず、且つ艇の降下速度の変動が大きくな

る恐れがある。しかし巻付段数が少なすぎると巻胴長さが過大となり、適当なリードアングルにおさえることができない(図4.11)。

いまリードアングル $\phi$ の適正值を $8^\circ$ 以下とすればフ

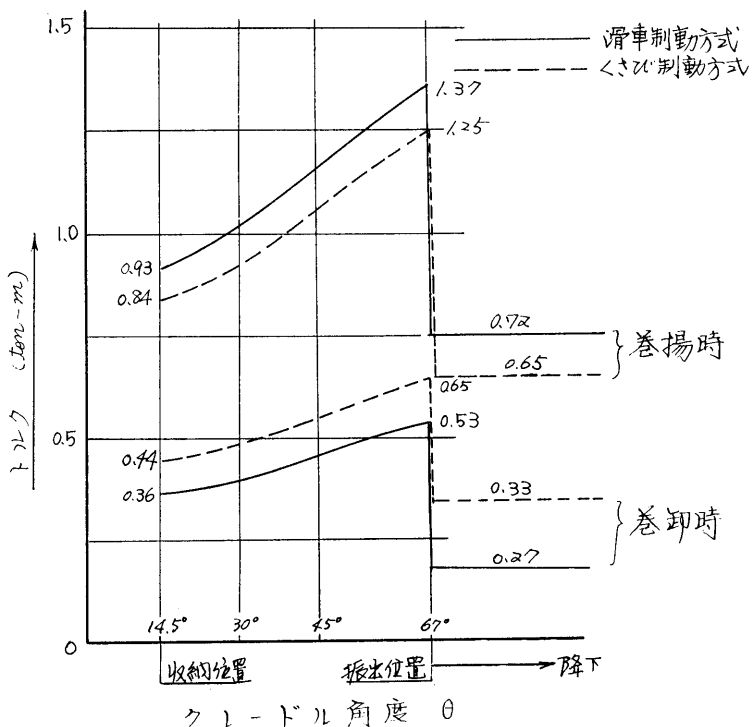


図 4.9 満載時のウィンチ軸振りトルク (15° アウトボード)

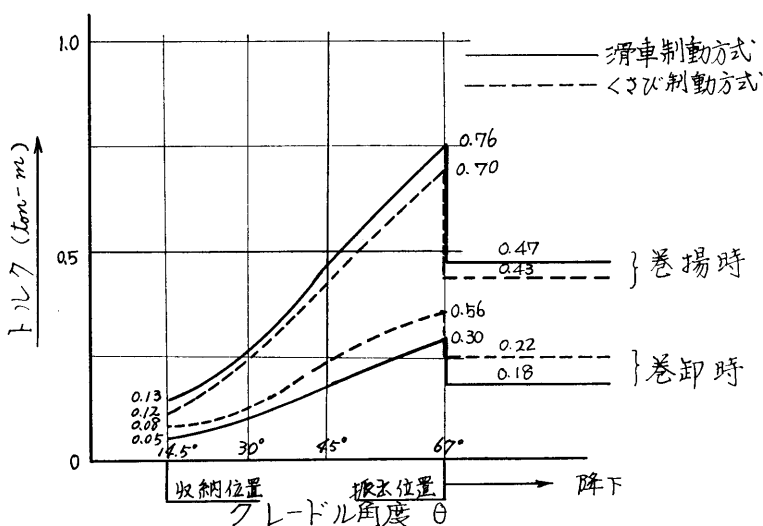


図 4.10 軽荷時のウィンチ軸振りトルク (15° インボード)

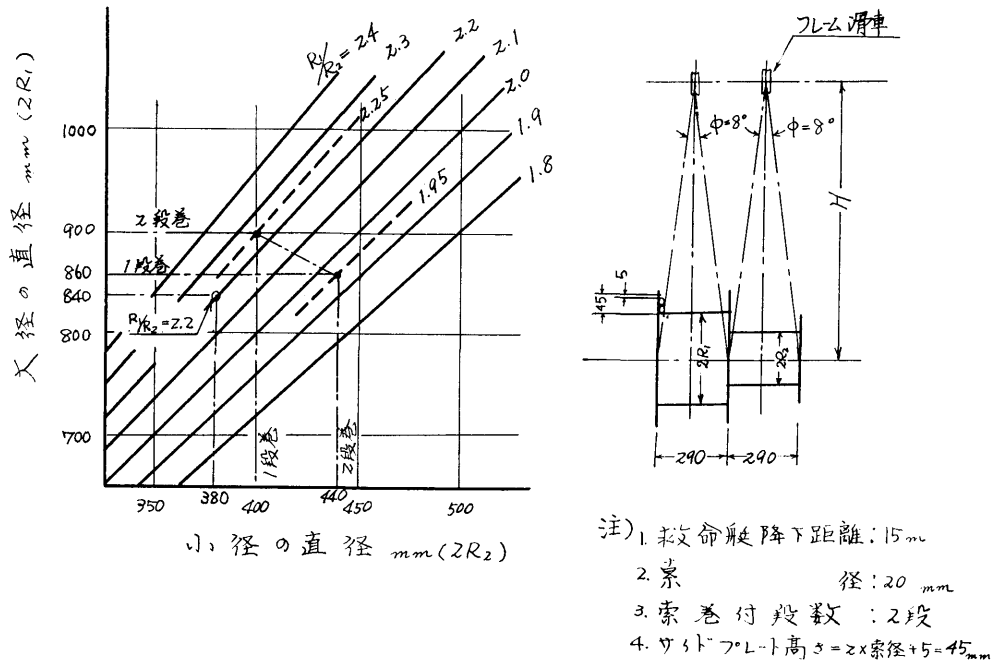


図 4.11 巻胴寸法およびリードアングル等

レーム滑車から巻胴軸の中心までの距離  $H$  は 2.07m であるから、巻胴長さは大小径共に 290mm である。また救命艇降下距離を 15 m とすれば巻付段数は 2 段に収めることができる。このときの巻胴比  $R_1/R_2$  と巻胴寸法の関係は図 4.11 のとおりであり、索の巻付段数を考えれば見掛けの巻胴比は 2.25 から 1.95 まで変化する。

4. 3 滑車制動方式の特性

4. 3. 1 制動が可能な巻胴比の最大値

滑車制動方式では滑車にブレーキを掛けその回転を止めると、索に摩擦力  $P$  が働き差動巻胴の回転が止まるが、索が滑車の周辺をすべらないためには次式を満足しなければならない。

$$P_2/P_1 \leq e^{2\pi n \mu} \dots\dots\dots (7)$$

$n$  : 索が接触する滑車の弧の長さと同周との比

$\mu$  : 索と滑車溝間の摩擦係数

摩擦係数  $\mu$  は状況により変動するので  $\mu$  を 0.05 ~ 0.15 に変え、制動滑車数を種々に変えた場合にどれ位の摩擦力が発生し、巻胴比  $R_1/R_2$  はどの程度にしたらいいかそれらの関係を求めた。いま  $W$  の値を 3.9 ton としたときの  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P$  および  $R_1/R_2$  を (1) 式, (2) 式, (3) 式および (7) 式より求め表 4.2 に

示す。この摩擦力  $P$  を得るためには  $R_1/R_2$  の値を表示のもの以下にすれば滑車にブレーキを掛け艇を停止させることができる。表 4.2 は案内滑車等の摩擦損失  $\epsilon$  をすべて無視したので、実際に制動を加える場合安全側にある。即ち、表示した  $P$  は滑車と索の間に生ずる最大摩擦力であり、 $R_1/R_2$  はこの  $P$  によって制動できる最大値である (図 4.12)。

4. 3. 2 起動が可能な巻胴比の最小値

滑車に抵抗がないものとし巻胴比  $R_1/R_2$  が 1 より大きければ、ブレーキを解除した時収納位置における場合または振出後一旦停止した場合のいずれも艇は降下する。実際には滑車およびウインチ等の摩擦損失のため  $R_1/R_2$  はある値以上でないとブレーキを解除しても降下しない。いま吊下げ荷重  $2W=7.8\text{ton}$ ,  $R_2=190\text{mm}$  および  $\epsilon=1.05$  とすれば制動滑車の数 1 枚 (A 方式) 3 枚 (B 方式) および 5 枚 (C 方式) のそれぞれについて、収納位置および振出後の位置において発進できる  $R_1/R_2$  の最小値は表 4.1 および (6) 式から表 4.3 のとおりとなる (図 4.12 参照)。これらの巻胴比は案内滑車等の摩擦損失  $\epsilon$  をすべて考慮してあるから実際起動する場合安全側にある。

4. 3. 3 滑車の溝形状と摩擦係数

滑車制動方式では滑車の回転を止めるため滑車と索

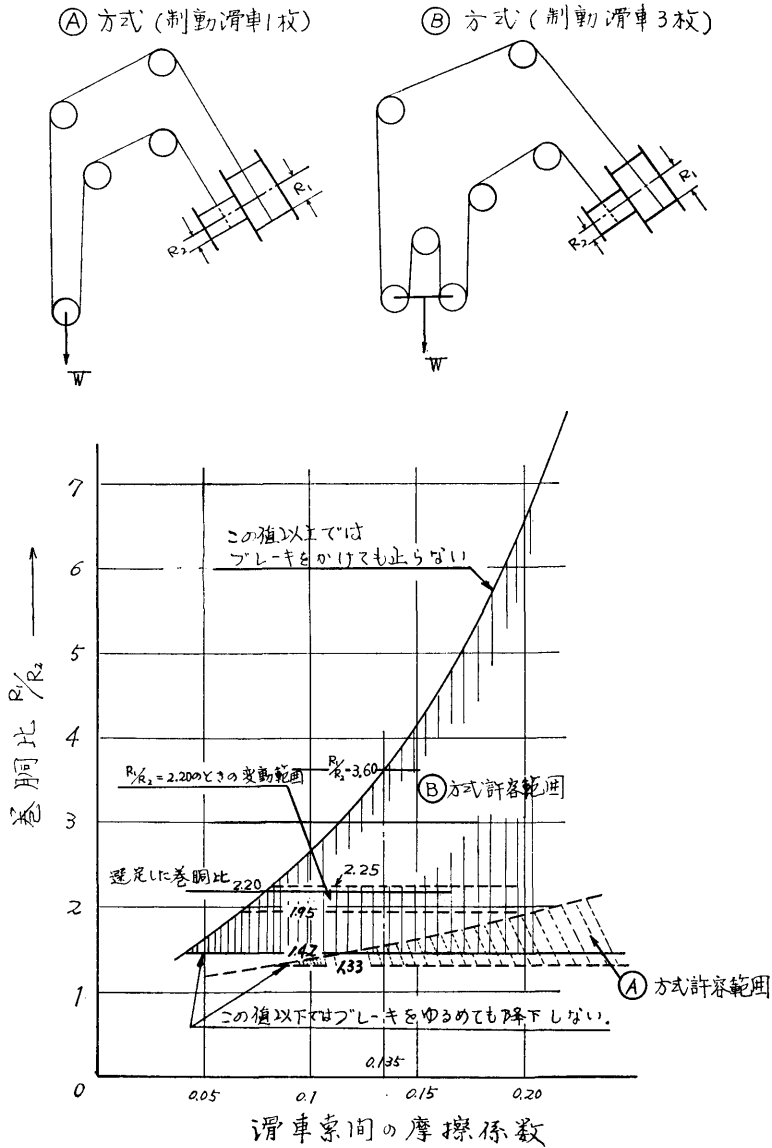


図 4.12 巻胴比許容範囲

との間の摩擦をできる限り大きくするのが望ましい。  
いま溝形状が U 型のものの摩擦係数を  $\mu$  とすれば、  
アンダーカット型および V 型のもの見掛けの摩擦係  
数  $\mu_c$  および  $\mu_v$  は次のとおりである。

$$\mu_c = \frac{4(\sin \beta - \sin \alpha)}{2\beta - 2\alpha + \sin 2\beta - \sin 2\alpha} \cdot \mu \dots\dots(8)$$

$$\mu_v = \mu \cdot \operatorname{cosec} \gamma \dots\dots(9)$$

上式中の  $\alpha$ ,  $\beta$  および  $\gamma$  (図 4.13) の値をそれぞれ  
15°, 75° および 30° とすれば、

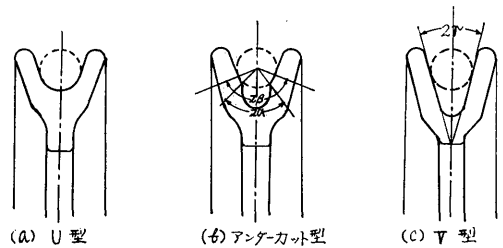
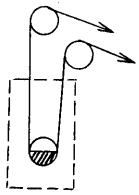
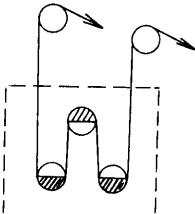
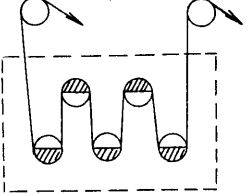


図 4.13 滑車溝形状

表 4.2 滑車形式と巻胴比等

	A			B			C		
滑車形式 (枚数)	 (1枚)			 (3枚)			 (5枚)		
$n$	1/2			1.5			2.5		
$\mu$	0.05	0.10	0.15	0.05	0.10	0.15	0.05	0.10	0.15
$P_1$	1.798	1.652	1.500	1.500	1.068	0.762	1.218	0.672	0.337
$P_2$	2.102	2.248	2.400	2.400	2.832	3.138	2.682	3.228	3.563
$P$	0.304	0.596	0.900	0.900	1.764	2.376	1.464	2.556	3.226
$R_1/R_2$	1.17	1.37	1.60	1.60	2.65	4.12	2.20	4.80	10.57

- 注) 1.  $W=3.9$  ton として計算  
2.  $R_1/R_2$  は制動を加えたとき停止できる最大値

$$\mu_c = 1.35 \mu$$

および  $\mu_v = 2.0 \mu$   
となる。

#### 4.3.4 滑車制動方式の設計

4.3.1, 4.3.2 および 4.3.3 で検討した結果滑車制動方式の設計について適当と思われるものは次のとおりである。

##### (1) 滑車溝形状

U型滑車の摩擦係数は一般に  $\mu=0.1$  と考えられるから、4.3.3 によりアンダーカット型およびV型の摩擦係数はそれぞれ0.135および0.2である。しかしV型は索の損耗が著しくまた長期使用により滑車溝形状が変形しやすいのでこの計画ではアンダーカット型を採用し、 $\mu_c$ の値を0.135として考察を進めることとする。

表 4.3 起動可能な最小巻胴比

方式	収納位置における発進	振出後における発進
A	1.33	1.31
B	1.46	1.45
C	1.86	1.84

注) ウィンチおよび差動巻胴を起動させるため必要な最小トルクを0.024 ton-m として計算

##### (2) 滑車枚数

図4.12のとおり制動滑車枚数1枚(Ⓐ方式)のものは  $R_1/R_2$  の決定にあたり  $\mu_c$  が0.135程度ではその許容範囲が著しく制約される。また制動滑車枚数5枚(Ⓒ方式)は大きさおよび重量の点で実用性に欠ける。したがって  $R_1/R_2$  の許容範囲が十分な制動滑車枚数3枚(Ⓑ方式)を採用することとする。

##### (3) 巻胴比

(1)および(2)に述べたとおり摩擦係数0.135のアンダーカット滑車3枚を用いるとすれば  $R_1/R_2$  の許容範囲は図4.12のとおり1.46~3.60である。いま巻胴寸法を  $R_1=420$  mm,  $R_2=190$  mm ( $R_1/R_2=2.2$ ) とし大径2段巻で艇の降下距離を15mとすれば、艇が海面へ降下したとき小径は2段巻(このとき見掛けの巻胴比  $R_1/R_2=1.95$ )となる。

#### 4.4 くさび制動方式の特性

くさび制動方式で救命艇の降下を停止するには索にそいくさびを押込み、摩擦力  $P$  を発生させ差動巻胴の回転を止める。このように索に摩擦力を加えまたは取除くため必要な押込力  $f$  および引抜力  $f'$  は摩擦力  $P$ 、くさびと索との間の摩擦係数  $\mu_1$  およびくさび角度  $\alpha$  により定まるのでこれらの関係を求めた。

##### 4.4.1 索の挟着力

図4.14の如く一對の挟着装置を用い艇の降下を止めるため必要な摩擦力  $P$  は、 $N$  を摩擦面に対する垂直力とすれば、

$$P = 2\mu_1 N \dots\dots\dots(10)$$

われわれが取り扱う装置で (3) 式の  $R_1, R_2$  および  $W$  についてそれぞれ適当な値を選べば  $P$  の値はほぼ 1.5ton と推定される。いま  $\mu_1 = 0.1$  とすれば必要な挟着力  $N$  は 7.5 ton である。この挟着力を得るためくさびを採用し、その角度を適当に選べば 4.4.2 のとおり押込力および引抜力は比較的小さい値ですむ。

4.4.2 くさびの押込力  $f$  および引抜力  $f'$

図4.15(a)の如くくさびとガイドとの間にローラーベアリングを入れたくさび機構において、くさびに加える押込力  $f$  または引抜力  $f'$  は次のようになる。

ロープがくさびによって静止する条件

$$P \leq 2\mu_1 N \dots\dots\dots(11)$$

押込力  $f$  によってくさび機構内に発生する力は図4.15

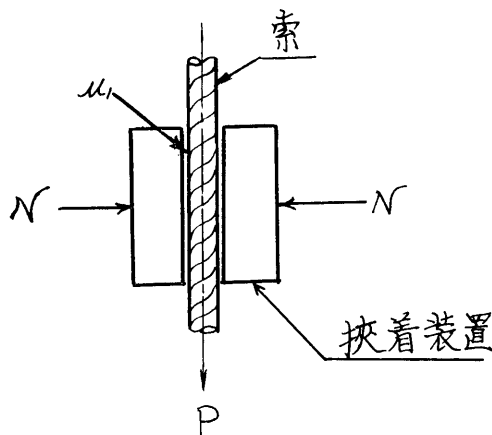


図 4.14 挟 着 装 置

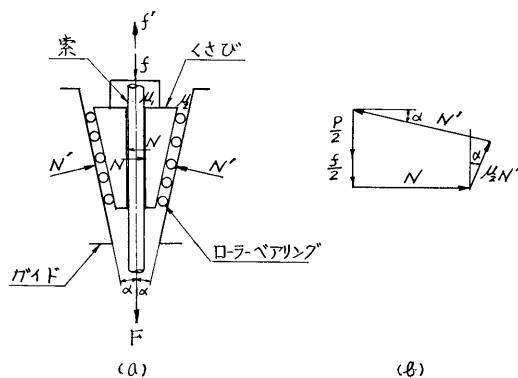


図 4.15 くさびの力線

(b)より

$$\left. \begin{aligned} N + \mu_2 N' \sin \alpha - N' \cos \alpha &= 0 \\ \frac{1}{2} f + \frac{1}{2} P - N' \sin \alpha - \mu_2 N' \cos \alpha &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(12)$$

ただし  $\mu_1$  : 索およびくさび間の摩擦係数  
 $\mu_2$  : くさびおよびガイド間の摩擦係数

(11), (12) 式より

$$f \geq \left( \frac{1}{\mu_1} \frac{\tan \alpha + \mu_2}{1 - \mu_2 \tan \alpha} - 1 \right) P \dots\dots\dots(13)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{したがって } \mu_1 &= \tan \phi_1 \\ \mu_2 &= \tan \phi_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(14)$$

とおけば

$$f \geq \left\{ \frac{\tan(\alpha + \phi_2)}{\tan \phi_1} - 1 \right\} P \dots\dots\dots(15)$$

となり、

$\alpha + \phi_2 > \phi_1$  のとき  $f > 0$  であるからロープのすべりを止めるには押込力  $f$  が必要である。反対に制動を解除するには引抜力  $f'$  は必要でない。

また  $\alpha + \phi_2 \leq \phi_1$  のとき  $f \leq 0$  であるから押込力  $f$  を加えなくてもくさびがロープにくい込むが、反対に制動を解除するときは引抜力  $f'$  が必要である。

つきに  $\mu_1 \gg \mu_2 \approx 0$  とすれば (13) 式は次のとおりである。

$$f \geq \left( \frac{\tan \alpha}{\mu_1} - 1 \right) P \dots\dots\dots(16)$$

一般に  $\mu_1 = \tan \phi_1 = 0.1$  すなわち  $\phi_1 = 5^\circ 40' \approx 6^\circ$  程度と考えられるから  $f$  をなるべく小さくするためくさび角度  $\alpha$  は  $6^\circ$  程度が適当である。くさび角度  $6^\circ$  としたとき  $\mu_1$  の種々なる値に対する押込力  $f$  または引抜力  $f'$  は図4.16のとおりである。

4.4.3 くさび制動方式の設計

(1) くさび装置

くさびと索間の摩擦係数  $\mu_1 = 0.1$  に比較し、くさびおよびガイド間の摩擦係数  $\mu_2$  を無視できるよう十分小さくするにはローラーベアリングを用いばよい。すなわちローラーベアリング (高炭素クロム鋼) の  $\mu_2$  は一般に 0.0001 以下と考えられるからである。またくさびおよびガイド間に用いるローラーベアリングの径をなるべく小さくし、使用個数を多くすれば図4.15に示す圧縮力  $N'$  を広く分散させることができる。

(2) 巻胴比

くさび制動方式では巻胴比  $R_1/R_2$  が大きくなればこれにともない摩擦力  $P$  が増加するので、押込力  $f$  または引抜力  $f'$  を大きくしななければならない。しか



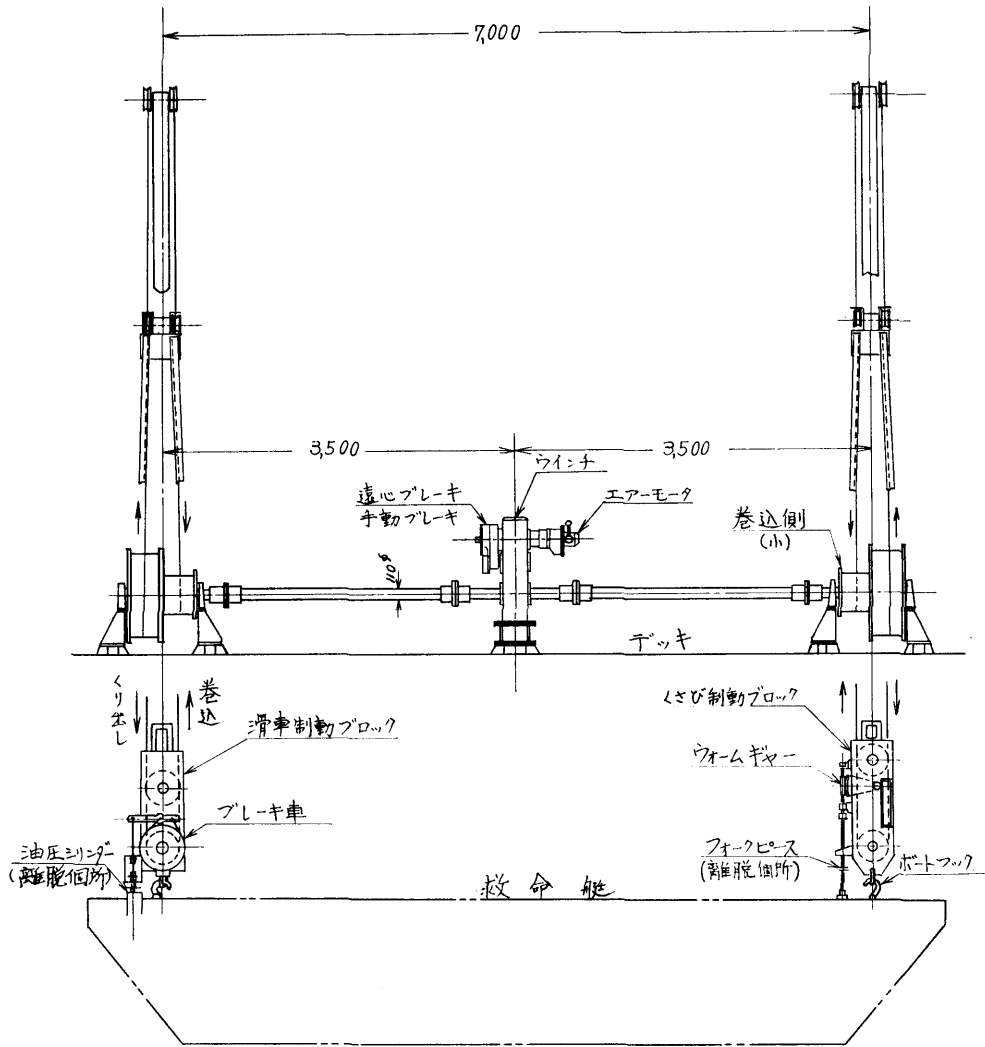


図 5.1 装置全体図 (その1)

プライト満載状態で発生し 4.19 ton である。

5. 2 滑車制動方式

5. 2. 1 滑車制動ブロック

試作する滑車制動ブロックは図 5.5 のとおりでこれを艇首尾用として 2 個製作する。

索と滑車間の摩擦力を大きくするためアンダーカット型滑車 3 枚を上下 2 段に設け下段の滑車軸にとりつけたバンドブレーキを作動させる連結ギヤにより制動滑車 3 枚の回転を止めることができる。制動ブロックのクレードルフックアイは制動ブロックの滑車面に対して 22°30' 傾けて取りつけてある (図 5.6 参照)。これは㊸方式が制動滑車 3 枚であるため索にねじれそ

の他の無理を生じさせないためである。図 4.12 に示す㊸方式またはくさび制動方式では滑車が上段および下段にそれぞれ 1 枚ずつであるからこのような配慮は必要でない。

5. 2. 2 制動力の伝達

(1) 制動力の伝達機構は図 5.7 のとおりで艇内に設けた手動油圧ポンプの操作により、艇首尾 2 個の制動ブロックに制動力を同時に且つ同様に加えることができる。また止め弁の適当な配置により艇首尾のいずれか一方だけを制動することもできる。制動力の解除はニードルバルブを操作することによりきわめて微細な加減をすることができる。

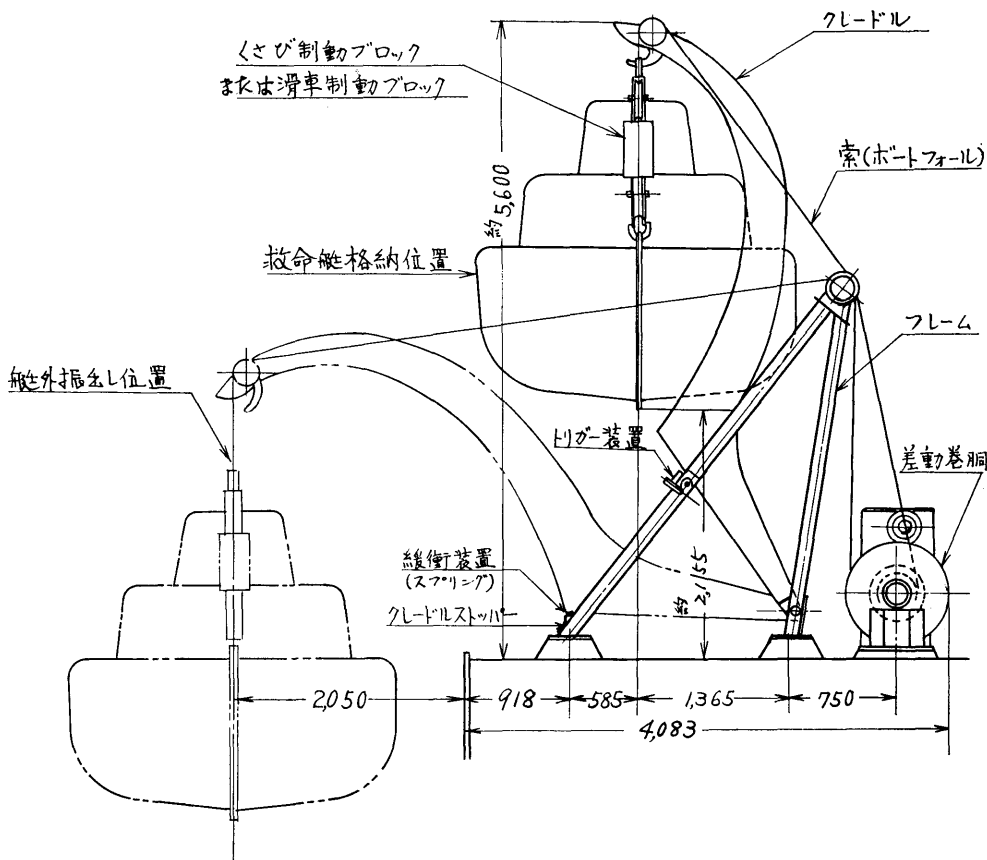


図 5.1 装置全体図(その2)

(2) 油圧ポンプおよびシリンダー力量の決定は余裕を見て  $\mu=0.1$ ,  $W=3.9 \text{ ton}$ ,  $P=1.76 \text{ ton}$  のときの㊸方式に示す限界値  $R_1/R_2=2.65$  (表4.3) を基準として計算した。図5.8において制動滑車の摩擦力  $P$  からブレーキ車の円周方向の力  $S$  を求めればつぎのとおりである。

$$S = \frac{R_3}{R_B} P = \frac{144}{200} \times 1760 = 1270 \text{ kg} \dots\dots(17)$$

またブレーキ索の力  $F$  (これを制動力と定義する) とブレーキ車円周方向の力  $S$  との間には次の関係がある。

$$F = \frac{S}{l} \frac{a}{e^{\mu' \phi} - 1} = 170 \text{ kg} \dots\dots(18)$$

$$s = \epsilon \tan \omega \dots\dots(19)$$

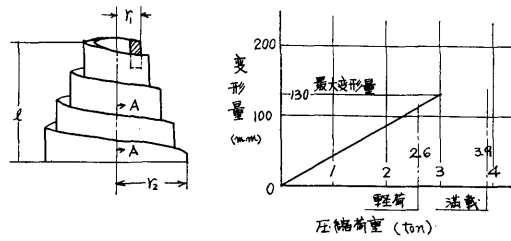
- $F$  : 制動力
- $F'$  : ラムの押し上げ力
- $S$  : ブレーキ車円周方向の力

- $a$  : ブレーキレバー長さ (100 mm)
- $l$  : ブレーキレバー長さ (300 mm)
- $\phi$  : ブレーキハンドルとブレーキ車の接触角 (240°)
- $\mu'$  : ブレーキ車とブレーキバンドとの摩擦係数 (0.3)
- $R_B$  : ブレーキ車半径 (200 mm)
- $R_3$  : 制動滑車半径 (144 mm)
- $s$  : ラム上昇量
- $2\epsilon$  : ブレーキ索固着点と小滑車間距離
- $\omega$  : ブレーキ索の角度

滑車の回転を止めるのに必要な制動力  $F$  に対しラムの押し上げ力は  $F' = 2F \sin \omega = 2 \times 170 \sin \omega$  である。仮に  $\omega = 45^\circ$  とすれば必要な  $F'$  およびラム上昇量  $s$  はそれぞれ 240 kg および 125 mm となり、これらの数値を基準として計画する。

(3) 以上のことからこの装置に使用する手動油圧ポ





自由高さ  $l = 210 \text{ mm}$   
 巻数  $n = 6$   
 断面  $a \times b = 80 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$   
 半径  $r_1 = 30 \text{ mm}$   
 $r_2 = 108 \text{ mm}$   
 材質 バネ鋼

図 5.2 円すいコイルバネ仕様

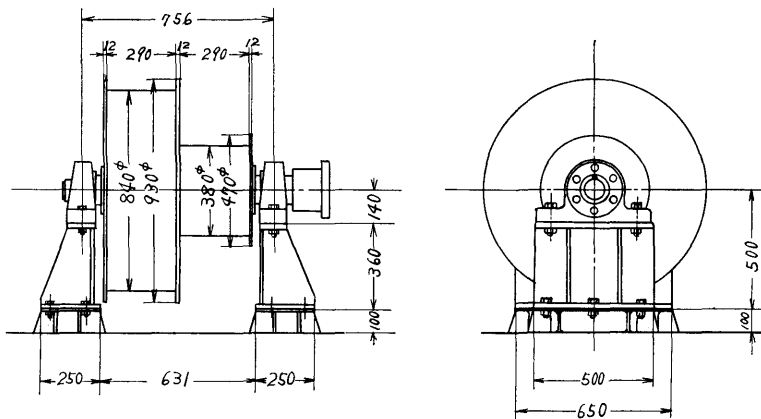
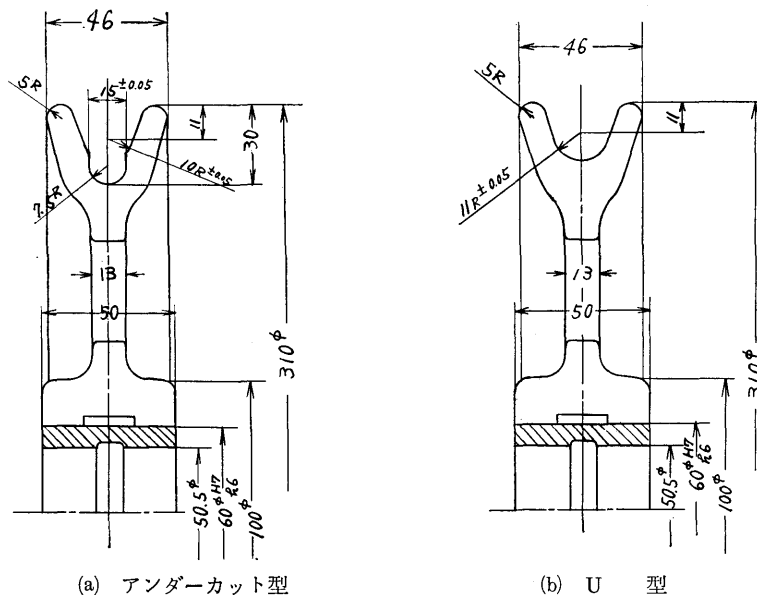


図 5.3 差胴巻胴



(a) アンダーカット型

(b) U 型

図 5.4 アンダーカット型およびU型滑車

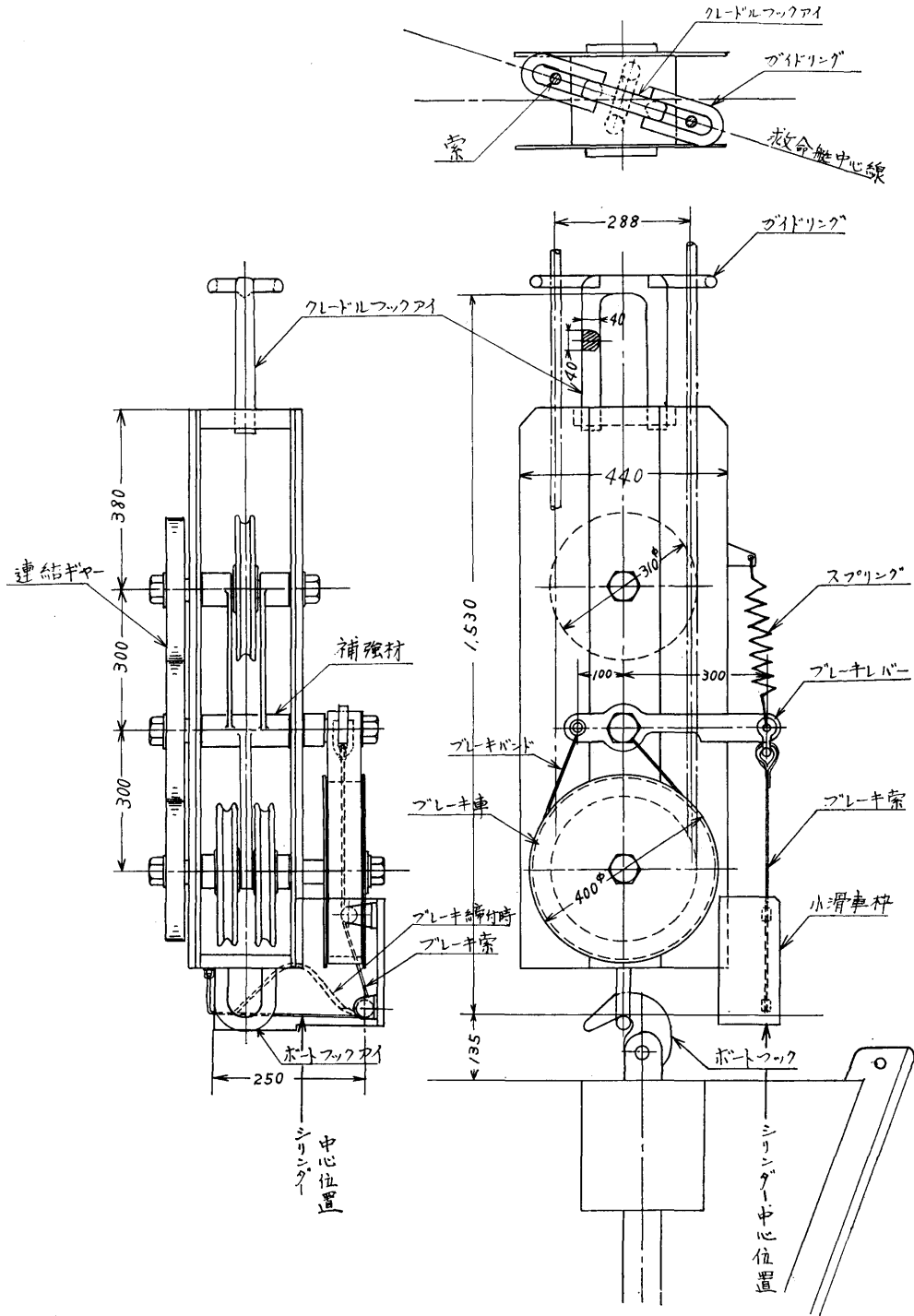


図 5.5 滑車制動ブロック

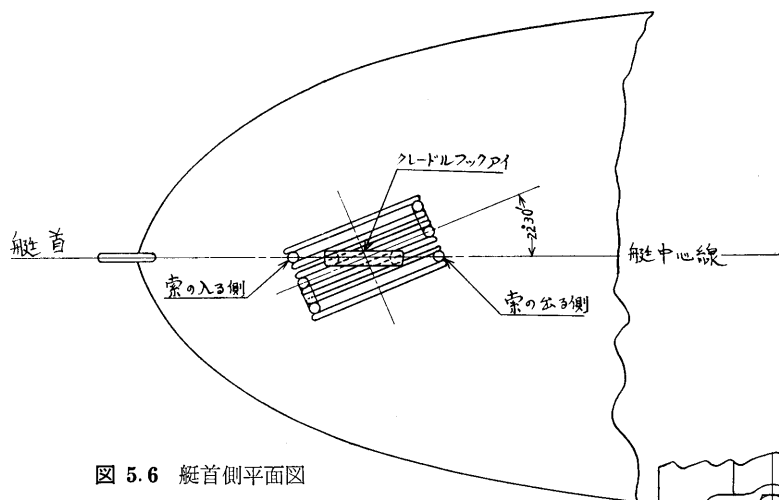


図 5.6 艇首側平面図

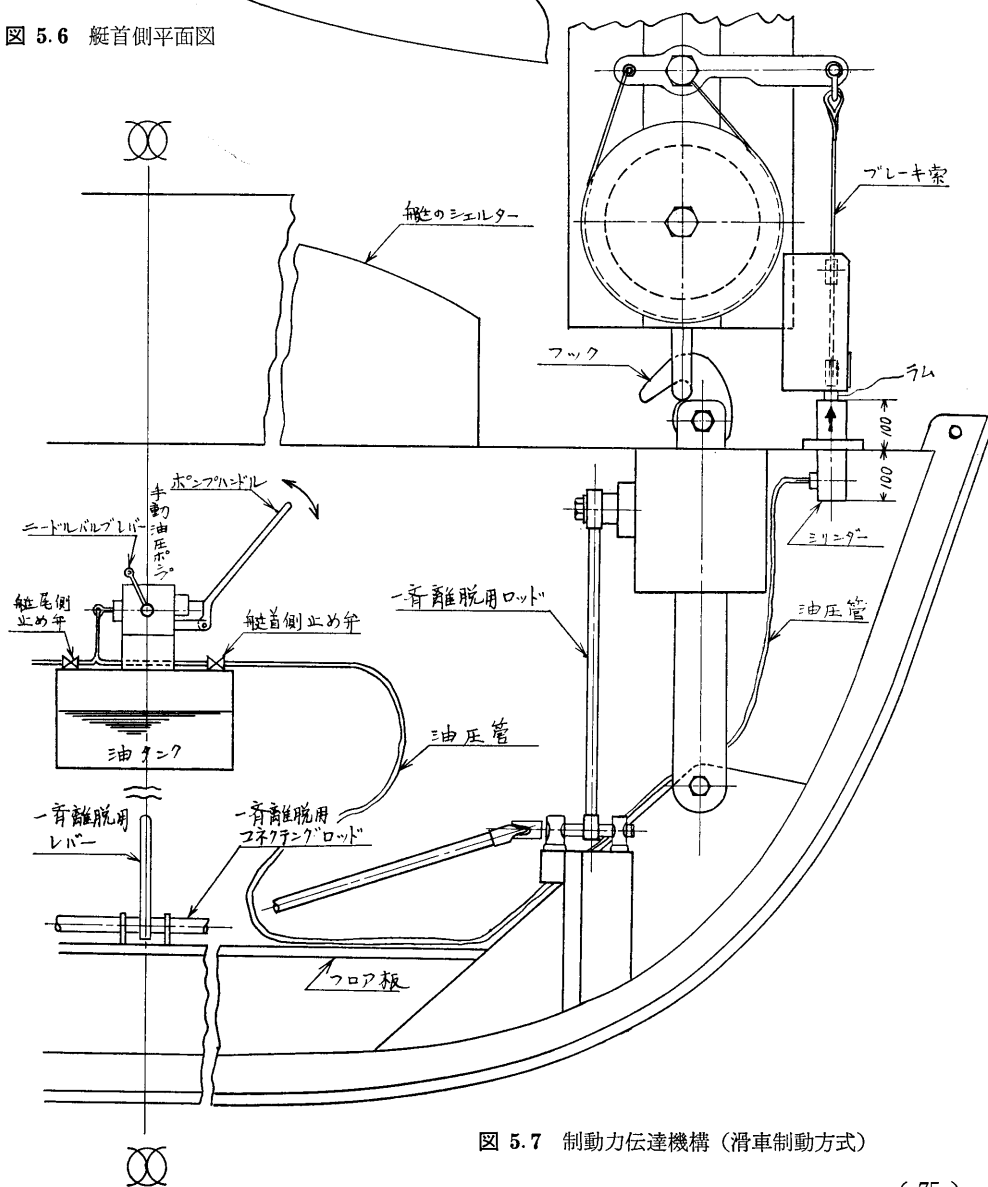


図 5.7 制動力伝達機構 (滑車制動方式)

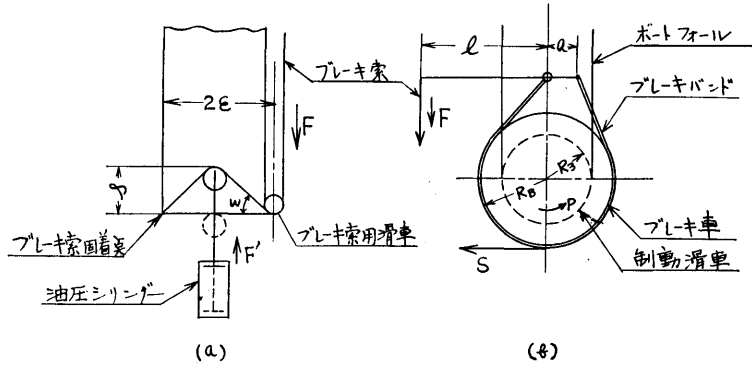


図 5.8 制動力伝達概略

ンプおよび油圧シリンダーの要目を表 5.1 のとおり  
に決定した。この表によれば油圧力 100 kg/cm<sup>2</sup> のとき  
ラム押し上げ力は 610 kg で、前記 F'=240 kg に対し  
て十分な余裕がある。またラム押し上げ量 s が 125mm  
に対するポンプハンドルの操作回数は約 8 回である。

表 5.1 油圧装置の明細

手 動 ポ ン プ	数	1 個
	量	
	プランジャー径	22 mm
	使用圧力	109 kg/mm <sup>2</sup>
	ストローク	35 mm
	ピストン径	22 mm
油 圧 シ リ ン ダ ー	1回の吐出量	15 cc
	ハンドルの力	14.6kg
	数	2 個
	型 式	単 動 式
	ラ ム 径	28 mm
	ラム押し上げ力F'	610 kg
	ラムストローク	126 mm
使用圧力	100 kg/cm <sup>2</sup>	
ロッド先端金具	小滑車取付	
油 量	約50cm <sup>3</sup> /ストローク100mm	
そ の 他	油圧配管(銅管)	径 9 mm
	油タンク容量	16.7 ℓ
	使用油	スピンドル油
	油 圧 計	ブルドン管式

### 5. 3 くさび制動方式

#### 5. 3. 1 くさび制動ブロック

試作するくさび制動ブロックは図 5.9 のとおりで滑  
車制動ブロック同様縦首尾用として 2 個製作する。

艇内ハンドル(図 5.10) の操作により制動ブロック  
内に装備したスピンドルおよび扇形ウォームギヤーの

回転を介してくさびを移動することにより押込力また  
は引抜力が得られる。また制動ブロック内の滑車は上  
段および下段にそれぞれ 1 枚づつであるから 5.2.1 に  
述べたとおりクレドルフックアイは制動ブロックに  
平行にとりつけられればよい(図 5.9 参照)。またくさびの  
両側にはローラーベアリング(5 mm φ × 32 mm) 13  
個をはめ込んだ鋼製棒 2 個づつを配置してある(図  
5.11)。いま R<sub>1</sub>/R<sub>2</sub>=2.2, W=3.9 ton のとき P=  
1.464 ton であるから α=6°, μ<sub>1</sub>=0.1 とすれば(11)  
式および(12)式よりベアリングに掛る力 N' は 7.4  
ton である。これに対しこの鋼製棒 2 個の圧縮許容荷  
重は 22.1 ton であるからベアリングの強度は十分余  
裕がある。

#### 5. 3. 2 制動力の伝達

制動力の伝達機構は図 5.11 のとおりで、図 4.17 に  
より求めたくさびの押込力 f または引抜力 f' を得るた  
め必要な艇内ハンドルの回転力 f<sub>0</sub> は図 5.12 の関係か  
ら次のとおりである。

$$f_0 = \frac{a_1 a_3}{a_2 a_4} \cos \beta_1 \eta_s f \text{ (または } f') \dots\dots\dots (20)$$

$$\text{ただし効率 } \eta_s = 0.29 \frac{\tan \beta_2}{\tan(\beta_2 + \rho)}$$

$$\text{圧力角 } \beta_1 = 20^\circ$$

$$\text{リード角 } \beta_2 = 4^\circ$$

$$\text{摩擦角 } \rho = 5^\circ 40'$$

$$a_1 = 100 \text{ mm}$$

$$a_2 = 300 \text{ mm}$$

$$a_3 = 40 \text{ mm}$$

$$a_4 = 125 \text{ mm}$$

いま W, R<sub>1</sub>/R<sub>2</sub>, P, μ および α の値を 5.4.1 の

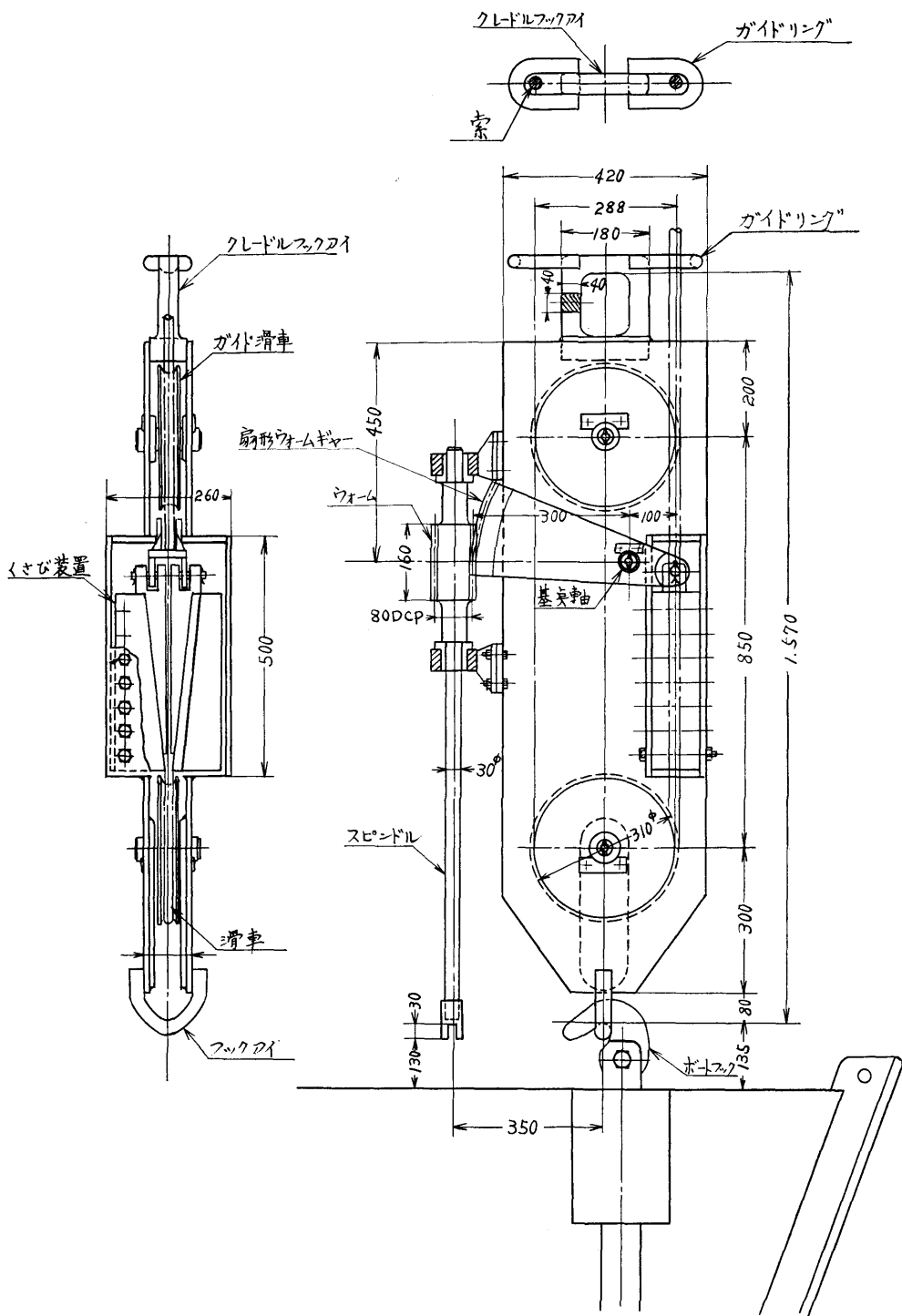


図 5.9 くさび制動ブロック

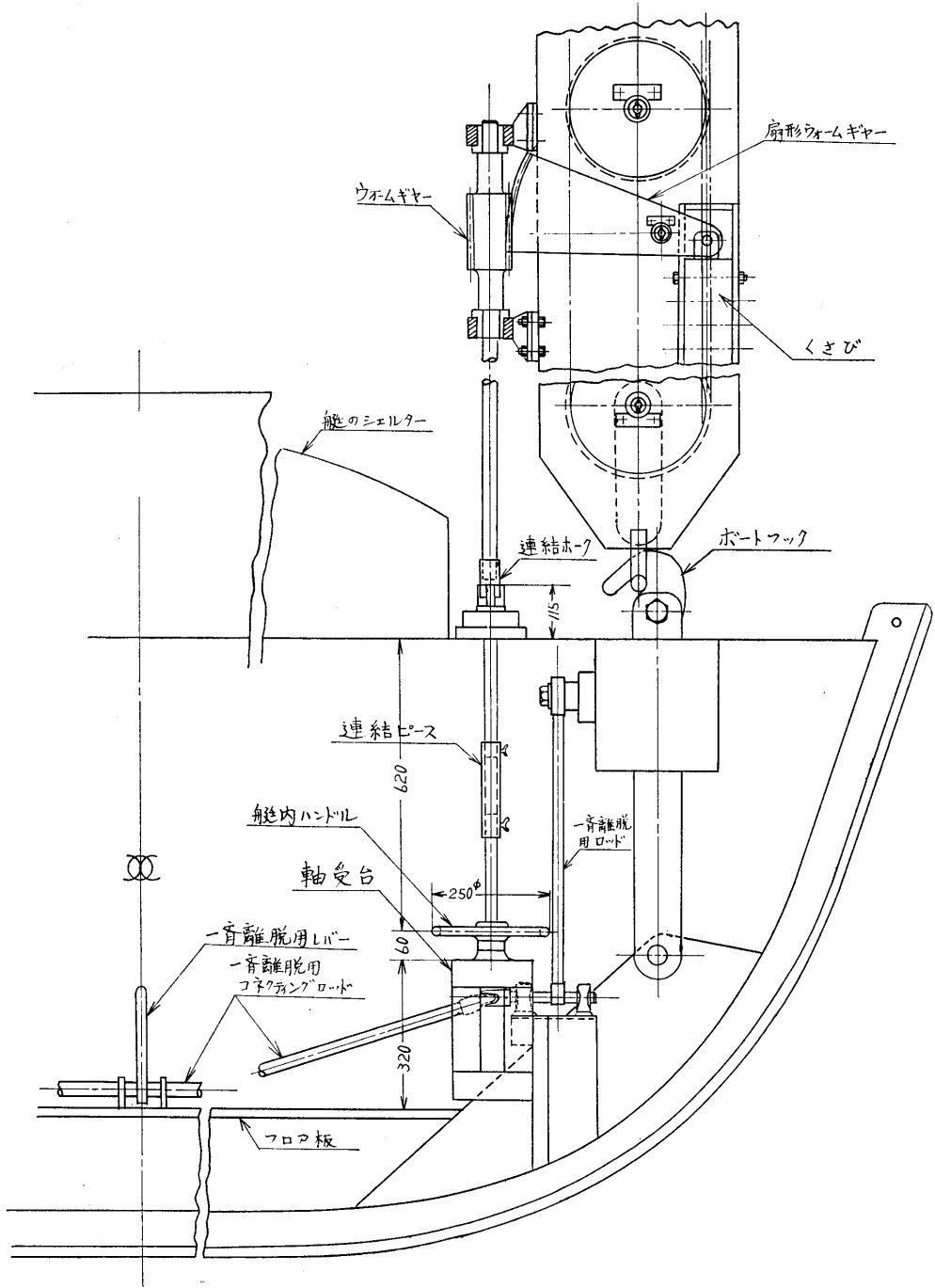
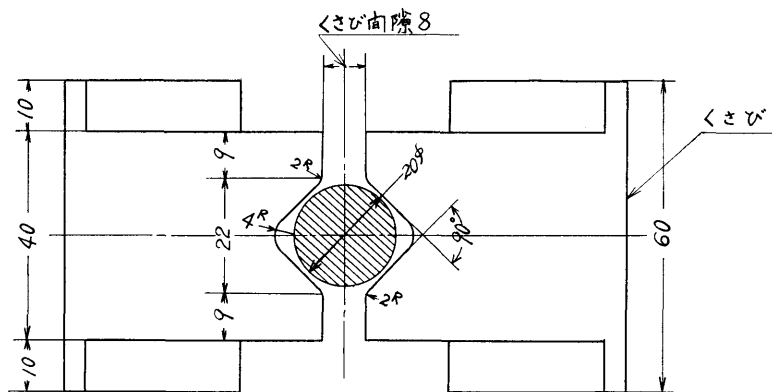


図 5.10 制動力の伝達機構 (くさび制動方式)



- 注) 1. 索の断面積(斜線部) 314 mm<sup>2</sup>  
 2. くさび溝断面積(くさび向隙が0) 216 mm<sup>2</sup>

A-A 拡大図

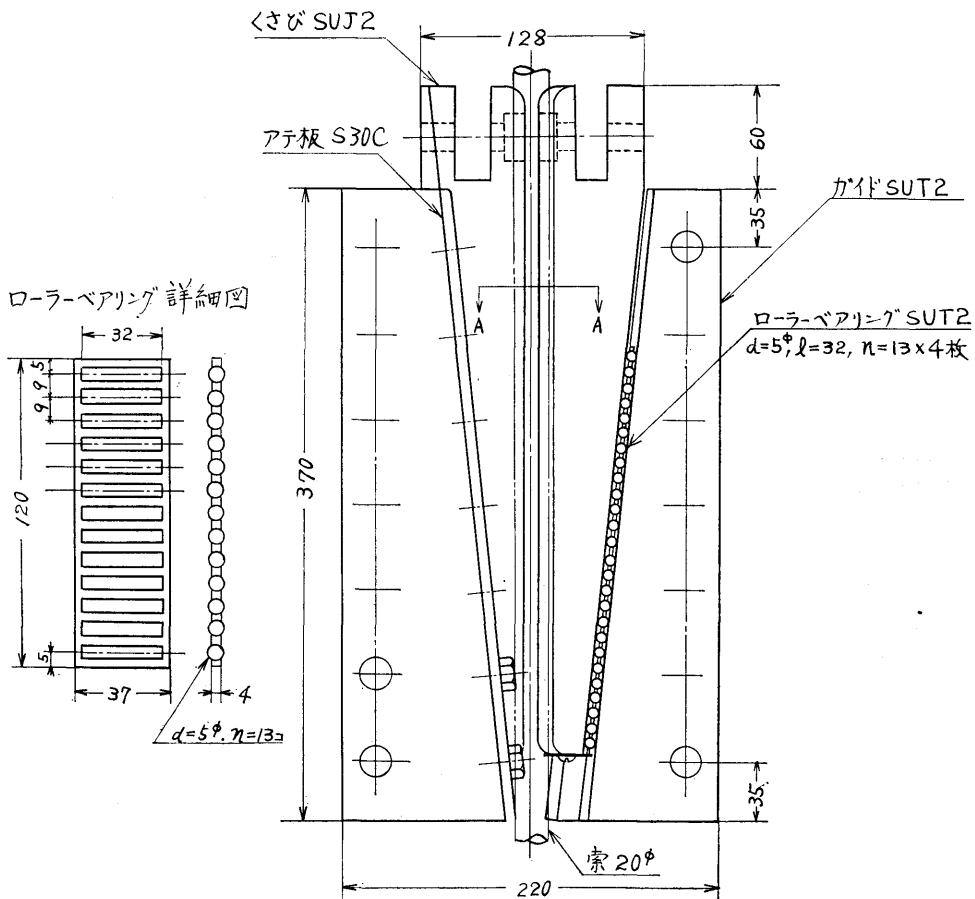


図 5.11 くさび装置詳細

場合と全く同一とすれば  $f = 75 \text{ kg}$  であり,  $f_0 = 2.75 \text{ kg}$  で人力操作はきわめて容易である。

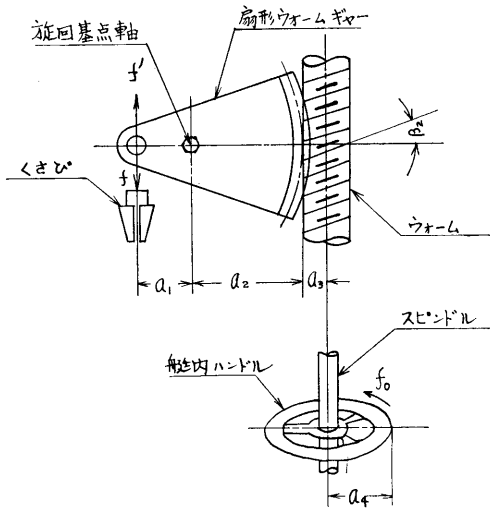


図 5.12 制動力伝達概略

6. 基礎実験

6.1 実験目的

4. 設計原理および 5. 装置の計画等において考慮された種々の事項を実験により解明するため, 実船実験にさきだち佐世保市産業株式会社大野工場内において, 昭和40年11月3日から6日までの期間に基礎実験を実施した。この実験を大別して予備試験および本試験とする。

6.2 予備試験

予備試験は次の各項である。

- (1) 各部材等の重量測定
- (2) ダビットおよび属具類の強度試験
- (3) 制動力の検定 (歪ゲージによる)
- (4) ローラーベアリング摩擦係数の測定

6.2.1 各部材等の重量測定

艇首および艇尾用のクレードル, 差動巻胴, 巻胴軸および制動ブロック等の実測重量は表 6.1 のとおりである。

6.2.2 ダビットおよび属具類の強度確認

艇首および艇尾用ダビットの両者に正規の索取りをし制動ブロック (約 300 kg) を取付けた上, その各々につきバラスト 4.74 ton (使用荷重 3.9 ton の約 120 %に相当) を吊下げ, クレードルがストッパーに接触する直前においてクレードル, フレームおよび制動ブ

表 6.1 実測重量 (単位kg)

品名	艇首側	艇尾側
クレードル	694	690
差動巻胴	505	500
巻胴軸	205	205
滑車制動ブロック	174	175
補強材	24.1	24.4
制動滑車 (1)	13.7	13.5
" (2)	13.1	13.0
" (3)	13.1	13.0
軸 (1)	5.4	5.5
" (2)	5.2	5.1
" (3)	7.9	7.8
連結ギヤ (1)	9.7	9.0
" (2)	9.0	9.0
" (3)	9.0	9.0
ブレーキドラム	22.4	22.5
ブレーキバンド	4.5	4.5
ブレーキレバー	3.8	3.6
その他	6.3	6.5
合計	320.4	321.4
くさび制動ブロック	148.5	147.6
案内滑車 (1)	14.8	14.5
" (2)	14.1	14.5
軸 (1)	2.7	2.8
" (2)	2.8	2.8
扇形ウォーム	18.8	18.8
スピンドル(軸受2個)	21.8	21.9
くさび	10.7	10.8
ガイド	35.0	34.9
ベアリング	0.4	0.4
その他	18.4	18.5
合計	228.0	286.8

注) 図5.5および図5.9参照

ロックを観察したがいずれも永久変形等を生ぜず, すべて異状がなかった。

6.2.3 制動力の検定 (歪ゲージによる)

滑車制動ブロックのブレーキレバーに加える制動力  $F$  およびくさび制動ブロック扇形レバーの端に加える制動力  $F$  (図 6.1) が本試験の際必要なので, これらの値はレバーに貼付けた歪ゲージの歪量から間接的に求めることとした。そのため予備試験において  $F$  と歪量との関係をあらかじめ検定した。

6.2.4 ローラーベアリング摩擦係数の測定



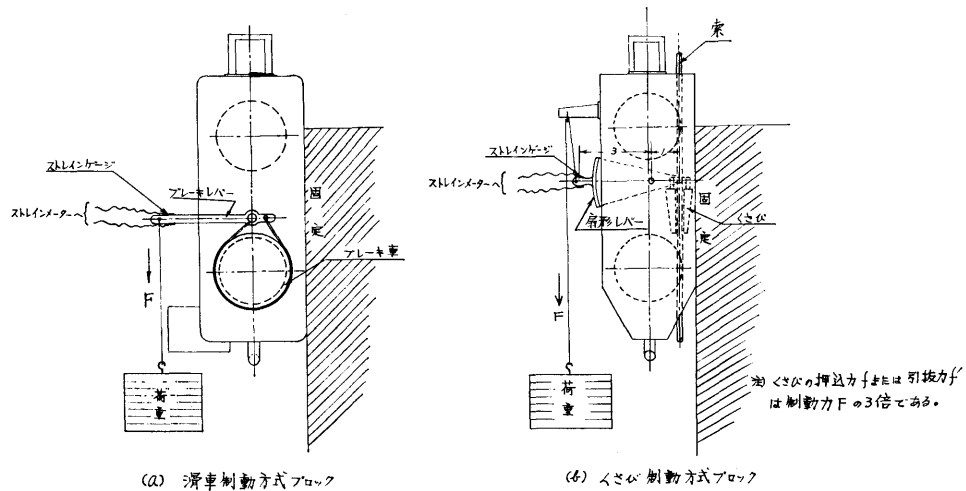


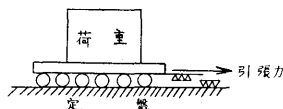
図 6.1 制動力検定要領

4.4.3(1)においてローラーベアリング摩擦係数  $\mu_2$  を 0.0001程度と推定したが、実際に使用した図5.11のベアリングについて  $\mu_2$  の値を実測した。実験要領とその測定結果は表 6.2のとおりで、救命艇に装備し長期間にわたり雨水、海水等に影響されることを考慮すれば、摩擦係数は 0.01~0.02 程度として計画するのが適切であろう。

表 6.2 ローラーベアリングの摩擦係数  $\mu_2$

分類	錆の発生度合 (13個中)			$\mu_2$	平均
	全体	一部	なし		
強度の錆	7	3	3	0.0125	0.0130
	8	5	1	0.0135	
中程度の錆	0	7	6	0.0046	0.0054
	0	9	4	0.0062	
	0	7	6	0.0054	
錆のないもの	0	0	13	0.0022	0.0028
	0	0	13	0.0035	
	0	0	13	0.0027	

- 注) 1. 使用したローラーベアリングは図 5.11 のとおりである。  
 2. ベアリングに加えた荷重は 37kg (ベアリング一個につき 2.85kg)



### 6.3 本試験

本試験は次の各項目である。

- (1) 振出時の索張力
- (2) 滑車の損失係数  $\epsilon$
- (3) 各クレードル角度で発進が可能な最大制動力
- (4) クレードルの運動
- (5) 本船 15° インボードにおける起動の能否
- (6) 降下試験
- (7) 滑車制動方式の  $\mu$  および  $\mu'$  の測定
- (8) 制動力の伝達

#### 6.3.1 振出時の索張力

4.1.1 (1) に示した索合力  $T_T$  を図 6.2 の要領で測定した。実験時の索取りは図 6.3 のとおりで装置中の滑車の種類および数は表 6.3 に示してある。まず制動力を完全に排除した状態で収納位置からクレードルを振出し、最大振出位置までの各位置 (クレードル角度 14.5°, 30°, 45° および 60°) を通過する際の  $T_T$  および  $T_0$  を測定した。次にクレードルを徐々に収納し、上記各位置を通過する場合の ( $T_0$ ) および ( $T_T$ ) を全く同様に測定した。これらの結果は図 6.4 および図 6.5 に示してある。フレーム滑車の損失係数を  $\epsilon$  とすれば振出時は  $T_1 = T_0 \epsilon$ ,  $T_0 = T_T / \epsilon$  であり、収納時は  $(T_0) = (T_T) / \epsilon$ ,  $(T_1) = (T_0) \epsilon$  であるから  $T_1 + T_0$  および  $(T_0) + (T_1)$  を求め、それぞれの平均値を  $T_t$  および  $(T_t)$  とし両者を図 6.6 に示す。実測値  $T_0$ ,  $T_T$  および  $(T_0)$ ,  $(T_T)$  から求めた  $T_t$  および  $(T_t)$  が一致しないが、その理由はクレードル下部ピンの摩

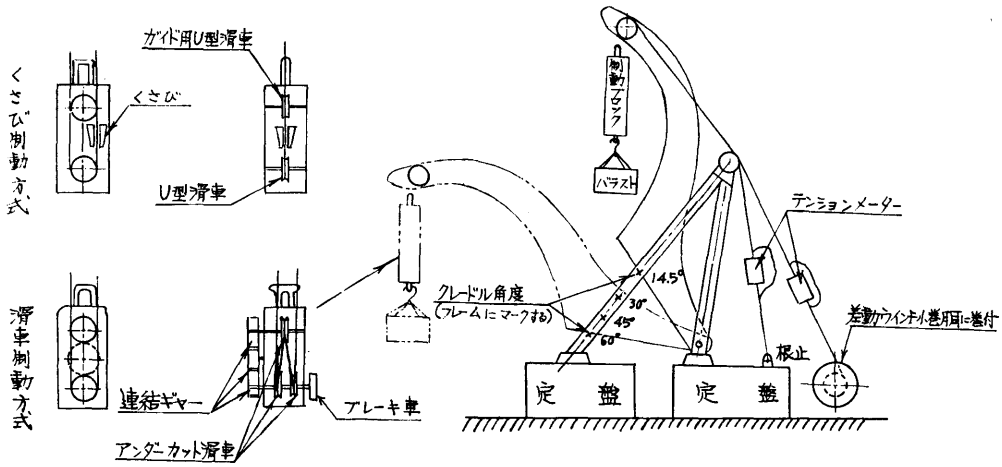
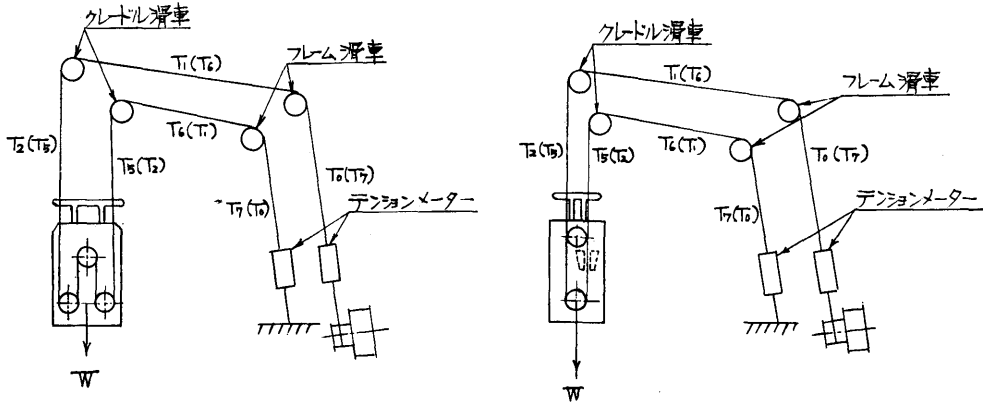


図 6.2 索張力測定要領



(a) 滑車制動方式

(b) くさび制動方式

注) ( )内の記号は巻揚時を示す

図 6.3 索取り略図

表 6.3 滑車の数および種類

	種類	滑車制動方式	くさび制動方式
制動ブロック内滑車	U型	0枚	2枚
	アイトンカ型ダツ	3 "	0 "
クレードル滑車	U型	2 "	2 "
フレーム滑車	U型	2 "	2 "

注) 滑車の有効径はすべて288mmである。

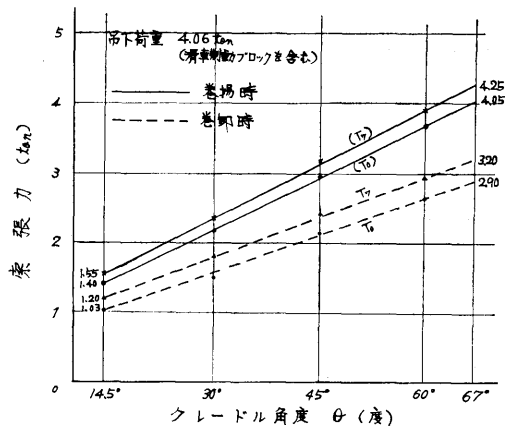


図 6.4 滑車制動方式の索張力  $T_0$  および  $T_7$

擦損失を無視したためと考えられる。また艇が起動を開始してから最大振出位置まで運動しているとき、これを停止するのに必要な摩擦力  $P$  は (4) 式において  $W$  の

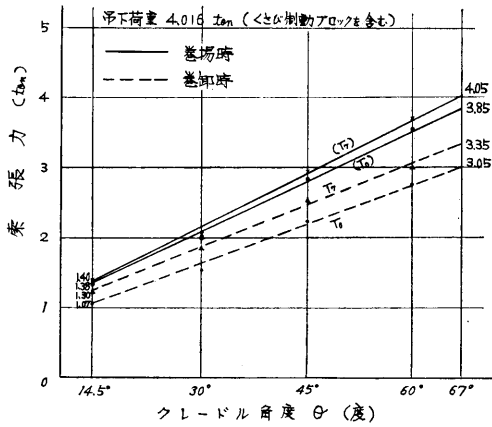


図 6.5 くさび制動方式の索張力  $T_0$  および  $T_7$

かわりに実測値  $T_i$  および  $(T_i)$  を用い、図 6.6 のとおり求められる。

6. 3. 2 滑車の損失係数  $\epsilon$

この装置全体の使用滑車数は表 6.3 のとおり滑車制動方式 7 枚およびくさび制動方式 5 枚である。これらの有効径はすべて 288 mm であるから、おのおのの損失係数  $\epsilon$  をすべて同一と仮定すれば

滑車制動方式

$$\frac{(T_7)}{T_0} = \frac{\epsilon^6}{(\epsilon^4 + 1)} W / \frac{1}{(\epsilon^4 + 1)\epsilon^2} W = \epsilon^8 \dots (21)$$

なお、この方式に用いた制動滑車連結ギヤの損失係数は滑車一枚分のものと同一と仮定してある。

くさび制動方式

$$\frac{(T_7)}{T_0} = \frac{\epsilon^3}{(\epsilon + 1)} W / \frac{1}{(\epsilon + 1)\epsilon^2} W = \epsilon^5 \dots (22)$$

ここに  $T_0$  および  $(T_7)$  はそれぞれ振出時および収納

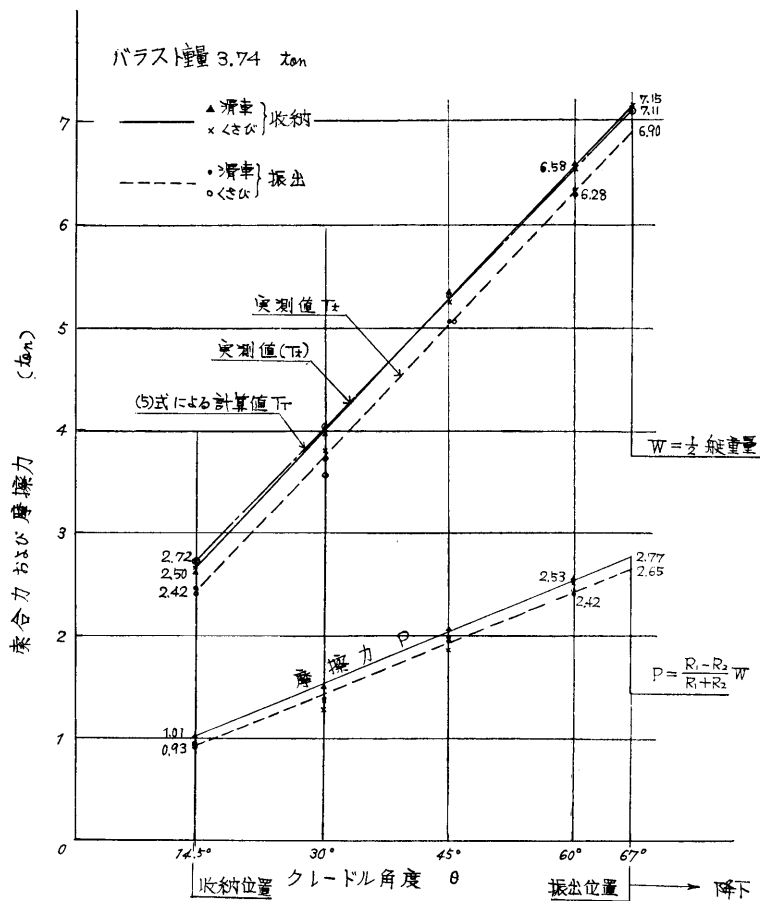


図 6.6 クレードル角度と索合力の関係

時の巻胴前張力(図 6.3)である。6.3.1 記載の測定値を用い  $\epsilon$  を計算したものは表 6.4 のとおりである。即ち 4.1.2 において仮定した  $\epsilon=1.05$  の値はこの表でわかるように概ね適正なものと思われる。

6.3.3 各クレードル角度で発進が可能な最大制動力

まず図 6.7 のとおりクレードル角度が異なる各位置においてターンバックルにより制動力  $F$  を十分に加えクレードルを停止する。次にターンバックルをゆるめ制動力を徐々に減少してゆけば遂には発進を始めるからその瞬間における制動力を測定した。実験を行な

ったクレードル位置(角度)は次の3つである。

- (1) 収納位置(クレードル角度: 14.5°)
- (2) 舷外に振出される直前の位置(クレードル角度: 66°)
- (3) 上記(1)および(2)の中間位置(クレードル角度: 45°)

その結果は表 6.5 のとおりである。

(1) 滑車制動方式

クレードル角度が 14.5°, 45° および 66° における制動力はそれぞれ 20 kg, 30 kg および 58 kg である。

表 6.4 滑車の損失係数

クレードル 角度	滑車制動方式				くさび制動方式			
	テンションメーター(ton)		全損失 ( $T_7$ )/ $T_0$	損失係数 $\epsilon$	テンションメーター(ton)		全損失 ( $T_7$ )/ $T_0$	損失係数 $\epsilon$
	収納時 ( $T_7$ )	振出時 $T_0$			収納時 ( $T_7$ )	振出時 $T_0$		
60°	3.90	2.65	1.47	1.049	3.70	2.77	1.34	1.060
45°	3.15	2.12	1.47	1.049	2.70	2.20	1.23	1.042
30°	2.34	1.50	1.56	1.058	1.92	1.55	1.24	1.043
14.5°	1.55	1.02	1.52	1.053	1.38	1.07	1.29	1.052

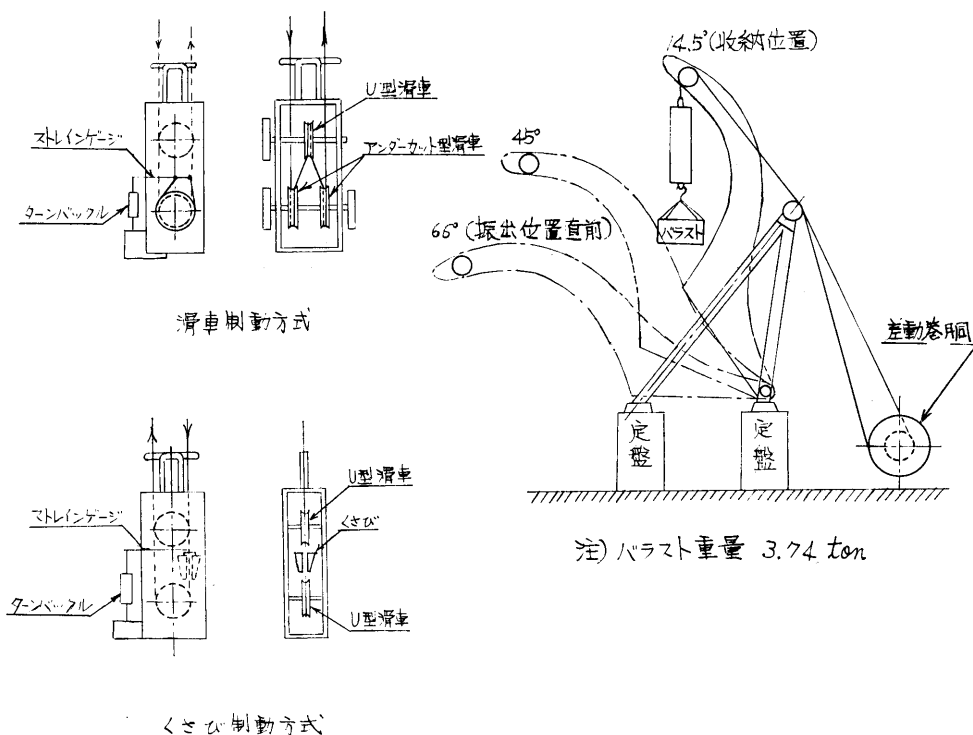


図 6.7 発進が可能な最大制動力測定要領

表 6.5 発進可能な最大制動力測定結果

制動方式		滑車制動方式						くさび制動方式					
組 合 せ		ダビット左, 艇尾側制動ブロック						ダビット右, 艇首側制動ブロック					
吊 下 荷 重		4.06 ton						4.016 ton					
クレードル角度		14.5°		45°		66°		14.5°		45°		66°	
		制動力 $F$ (kg)	状態	制動力 $F$ (kg)	状態	制動力 $F$ (kg)	状態	制動力 $F$ (kg)	状態	制動力 $F$ (kg)	状態	制動力 $F$ (kg)	状態
測 定 順 序	1	62	A	174	A	158	A	50	A	31	A	75	A
	2	30	B	130	〃	136	〃	0	〃	0	〃	45	〃
	3	20	C	72	〃	104	〃	-6	〃	-78	〃	0	〃
	4			58	B	84	B	-106	B	-106	〃	-78	〃
	5			30	C	58	C	-18	C	-133	B	-135	〃
	6									-26	〃	-257	B
	7									0	C	-92	C
	8											-34	〃

- 注) 1. ブレーキ車等の状態  
 A: 不動  
 B: ブレーキ車 (またはくさび) が少し動く  
 C: 回転を始める (発進する)
2. 吊下げ荷重には制動ブロックの重量を含む

## (2) くさび制動方式

ターンバックルにより, 十分な押込力  $f$  をくさびに与えた状態から徐々に  $f$  を減少し, この値が 0 に達してもクレードルは発進しなかった。さらに  $f$  の反対方向に引抜力  $f'$  を加えその値を増し, ある一定値に達したとき始めてくさびが索から引抜かれ艇が発進した。われわれは設計当初  $\mu_1 = 0.1$  と仮定し,  $\tan \alpha > \mu_1$  を満足するよう  $\alpha$  を  $6^\circ$  に選んだ (4.4.1 参照) から  $f$  が 0 に達するまでに発進を始め特に引抜力  $f'$  を必要としない計画であった。しかるに実験結果が引抜力  $f'$  を必要としたことは  $\mu_1$  の実測値が計画値より大きく  $\tan \alpha < \mu_1$  の関係を生じたからである。即ち最大引抜力  $f'$  を知り 4.4.2 (16) 式から求めた  $\mu_1$  の値は表 6.6 のとおりである。

## 6.3.4 クレードルの運動

この実験に使用した遠心ブレーキは従来この種の救命艇用として用いられているもので, その回転数は従来どおりの値 (1100 r.p.m.) が得られるよう調節して

表 6.6 索とくさび間の摩擦係数

クレードル 角度 ( $\theta$ )	制動力 $F$ (kg)	引抜力 $f'$ (kg)	摩擦係数 $\mu_1$
14.5°	106	318	0.16
45°	133	399	0.13
66°	257	771	0.15

ある。即ち従来 of だビット装置ならば艇の振出し速度は 25 m/min 程度と推定される。実験は収納位置から運動を始め振出し位置に達するまで差動巻胴の回転数を連続的に測定することによりクレードルの運動速度を求めた。その結果は表 6.7 のとおりである。起動後クレードルの運動に従い差動巻胴の大, 小径から索が

表 6.7 巻胴回転時間および振出速度

方式	滑車制動方式				くさび制動方式	
	第 1 回		第 2 回		第 1 回	
試験回数	回転時間 sec	振出速度 m/min	回転時間 sec	振出速度 m/min	回転時間 sec	振出速度 m/min
1	4	11.8	3.5	13.5	5	19.4
2	6.5	18.8	6	18.8	8	15.7
3	9.5	15.7	8.5	18.8	12	11.8
4	12.5	13.6	12.5	11.8	15	15.7

- 注) 1. 回転時間は巻胴が起動してから 1, 2, 3, および 4 回転まで回転するに要する時間をいう
2. 振出速度は索の巻出し速度および巻込速度の差の  $1/2$  とする
3. 吊下荷重は滑車制動方式では 4.06 ton  
くさび制動方式では 4.016 ton  
である

それぞれ繰出しおよび巻込まれる結果、見掛けの巻胴比  $R_1/R_2$  が減少するのでクレードル角度  $60^\circ$  ぐらいから運動速度が次第に減少することがわかる。即ち見掛けの巻胴比  $R_1/R_2$  は起動時の 2.25 (2段/1段) から振出位置の 2.15 (1段/1段) まで減少する。クレードルストップに取付けた緩衝用発条は艇の振出しと同時に最大変形量まで圧縮されたが、衝撃の大部分を吸収でき相当有効であった。

6. 3. 5 本船 $15^\circ$ インボードにおける起動の能否  
本船  $15^\circ$  インボード軽荷状態の時、収納位置における起動の能否 (4. 1. 2) を確認するため図 6. 8 の要領により起動試験を実施した。収納位置においてウインチブレーキをゆるめたところ、くさび制動方式はきわめて容易に起動したが滑車制動方式は起動しなかった。さらに後者についてはウインチ軸に僅かな回転力を与えた場合、または索をかるくゆるす場合、いずれも徐々に起動を始めた。6. 3. 2 記載のとおり滑車制動方式およびくさび制動方式の全摩擦損失がそれぞれ  $\epsilon^0=1.51$  および  $\epsilon^0=1.28$  の相違が現われたものである。ただし滑車制動方式においても満載状態とすれば巻胴軸トルク  $M$  は 0.19 ton-m となり、前記のくさび制動方式の値  $M=0.08$  ton-m に比べ 起動の可能性は十分あるものと考えられる。

6. 3. 6 降下試験

艇が舷外に振出された後の降下速度、これを停止するのに必要な最小制動力、再び進発が可能な最大制動力ならびにこれら制動装置の作動状況を確認するため行なった。このときの遠心ブレーキ回転数は次の 2 種類である。

- (イ) 制限回転数約 1,100 r.p.m. (6. 3. 4 試験と同じ)
- (ロ) (イ) の状態よりできるだけ回転数を大きくしたもので制限回転数約 1,300 r.p.m.

試験要領は図 6. 9 のとおりで吊下荷重 (制動ブロック重量を含む) は 3.5 ton である。ブロックの発停はブレーキレバーの一端にとりつけたマニラロープを人力で操作する。

(1) 滑車制動方式

試験結果概要は表 6. 8 および表 6. 9 のとおりである。表 6. 8 によれば制動ブロックの状態 1, 2, 3, 4 の順で摩擦損失が順次減少するに従い降下速度が増している。また降下距離の増大にともないその降下速度が減少していくこともよくわかる。その理由は索巻段数の変化により見掛けの巻胴比  $R_1/R_2$  が減少し、索の繰出し速度および巻込速度の両者の差が小さくなること、および巻胴軸トルクの減少にともない巻胴軸

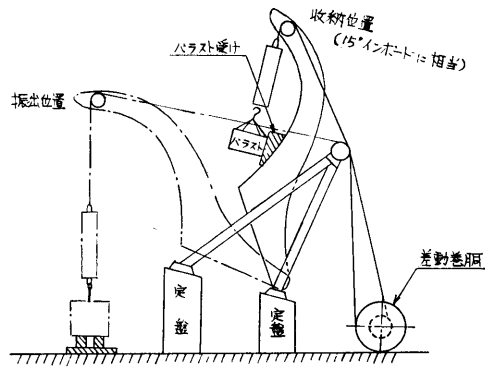
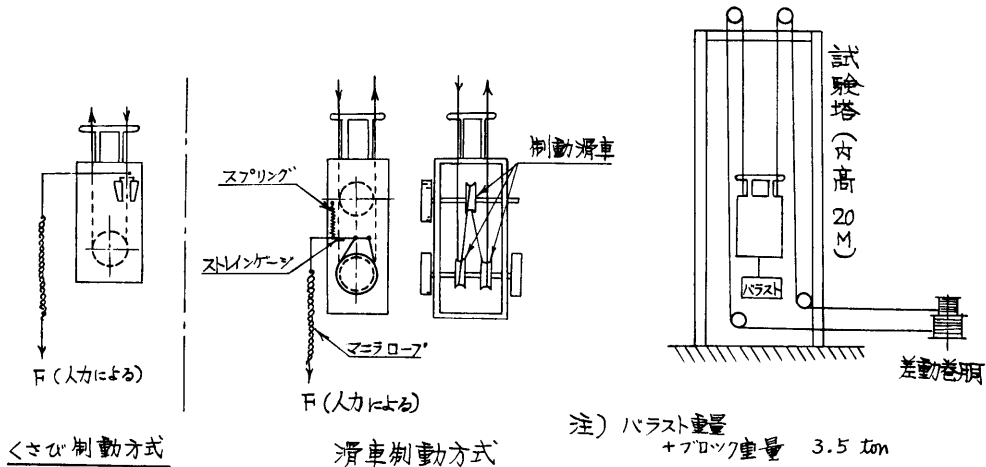


図 6. 8  $15^\circ$  インボードの試験要領



くさび制動方式

滑車制動方式

図 6. 9 降下試験要領