

回転数が減少することのためである。即ち本装置は差動巻胴を使用したため艇の降下速度は次第に減少することは避けられないから、計画にあたり遠心ブレーキ回転数の調整はこの点に留意して定める必要がある。表 6.8 においても調整(イ)および(ロ)の相違が滑車制動方式の状態 2, 3 およびくさび制動方式の状態 1, 2 の降下速度にそれぞれ現われている。滑車制動方式状態 1

～3 の制動ブロックに附してある補強材は制動滑車面と少し接触している形跡が認められたが、状態 4 は状態 3 に比べ降下速度に著しい差違がなかった。次に表 6.9 は降下中の制動ブロックに制動を加えてこれを停止させるため必要な制動力 F_1 および再び制動力を減少してついに発進を始めるときの制動力 F_2 の値を示している。

表 6.8 降下試験結果

滑車方式	状 態	降下速度 (m/min)	遠心ブレーキ r.p.m.	索段数		R_1/R_2	備 考		
				大径	小径				
滑車制動方式	1  遠心ブレーキ アンダーカット型制動滑車	9.3		2	1	2.25	<ul style="list-style-type: none"> 上段, 下段の制動滑車軸は連結ギヤーによってつながっている 遠心ブレーキの調節は(イ)のとおり 		
		9.3		2	1	2.25			
		8.0		1	2	1.95			
		7.8		1	2	1.95			
	2  U型滑車 補強材 U型制動滑車	16	1,020	3	1	2.35	<ul style="list-style-type: none"> 連結ギヤーの中間をとりはずし, 制動滑車は下段2枚のみ 遠心ブレーキの調節は(イ)のとおり 		
		15	960	2	1	2.25			
		11	760	1	2	1.95			
		11		1	2	1.95			
		3  U型滑車 U型制動滑車	20.6	1,260	3	1		2.35	<ul style="list-style-type: none"> 滑車状況は状態 2 と同じ 遠心ブレーキの調節は(ロ)のとおり
			18.5	1,080	2	1		2.25	
			16.0	7	2	1		2.25	
			14.2	920	1	2		1.95	
	4  U型滑車 U型制動滑車	18.5	1,320	3	1	2.35	<ul style="list-style-type: none"> 補強材をとりぞく 滑車状況は状態 2 と同じ 遠心ブレーキの調節は(ロ)のとおり 		
		18.5	1,150	2	1	2.25			
		15.0	1,000	1	2	1.95			
		13.0	900	1	2	1.95			
くさび制動方式	1  U型滑車 くさび U型滑車	17.2		2	1	2.25	<ul style="list-style-type: none"> 遠心ブレーキの調節は(イ)のとおり 		
		17.2		2	1	2.25			
		14.2		1	2	1.95			
	2 U型滑車	24		3	1	2.35	<ul style="list-style-type: none"> 作動良好 遠心ブレーキの調節は(ロ)のとおり 		
		21.8		2	1	2.25			
		21.8		1	2	1.95			
		21.8		1	2	1.95			

表 6.9 制動力測定値 (滑車制動方式)

状態	試験回数	制動力 F (kg)		差動巻胴索段数		
		停止時 (F_1)	発進時 (F_2)	大径	小径	R_1/R_2
		表 6・8 の状態 4 と同じ				
表 6・8 の状態 4 と同じ	第 1 回	91	53	3	1	2.35
		108	16	2	1	2.25
		108	8	1	2	1.95
		91	0	1	2	1.95
	第 2 回	139	5	2	1	2.25
		139	4	2	1	2.25
		53	0	1	2	1.95
	第 3 回	139	11	2	1	2.25
		90	0	1	2	1.95

(2) くさび制動方式

くさび制動方式の摩擦損失は滑車制動方式に比べてかなり小さいので表 6.8 のとおり降下速度が大きいことがわかる。また制動はきわめて容易且つ確実で、滑車制動方式に認められた如く停止後の再発進不能の現象は全くない。

6.3.7 滑車制動方式の μ および μ' の測定

滑車制動方式において使用する U 型滑車の数を定め 4.3.1 (7) 式を満足することを確かめるには索と滑車溝間の摩擦係数 μ の値を知らねばならない。また (17) 式 (5.2.2(2)) より求めた S に相応する制動力 F を (18) 式で定めるにはブレーキ車 (鋼) とブレーキバンド (石綿) との摩擦係数 μ' の値を知る必要があ

る。

実験要領は図 6.10 のとおりで高さ約 20m の試験塔を利用した。

(1) μ の測定

6.3.5 および 6.3.6 で述べたとおり制動滑車 3 枚では発進不能となるおそれがあり、また U 型制動滑車 2 枚で十分な摩擦力が得られる。したがって制動ブロックの下段 U 型滑車 2 枚のみを制動滑車とし、上段 U 型滑車は自由に廻るようにして測定した。まず吊下げ荷重 2.25 ton および 4.25 ton を加え、制動滑車が全く回転しないようターンバックルにより十分ブレーキを掛け、次に巻胴側の索を巻上げ T_0 を増し、ついには 2 枚の制動滑車において索がすべり始めるときの張力 T_0 および T_7 を測定した。これに滑車の損失係数を考慮して T_2 および T_5 を求めれば (7) 式は

$$\frac{T_2}{T_5} = e^{2\pi n \mu} \dots \dots \dots (7')$$

となり、 $n=1$ とし μ を求めたものが表 6.10 である。即ち μ の平均値は 0.16 で計画当初に仮定した値 0.1 (4.3.4(1)) よりかなり大きいことがわかった。その理由として滑車溝の錆および面仕上等が考えられ、計画には 0.15 程度を採用するのが適当と思われる。したがって 4.3.1 の図 4.12 において $\mu=0.1$ のとき全く採用できなかった㊸方式が採用可能の見込みができた。

(2) μ' の測定

あらかじめ十分加えてある制動力 F を徐々に減じて行けば、索が制動滑車面をすべるにききだちブレー

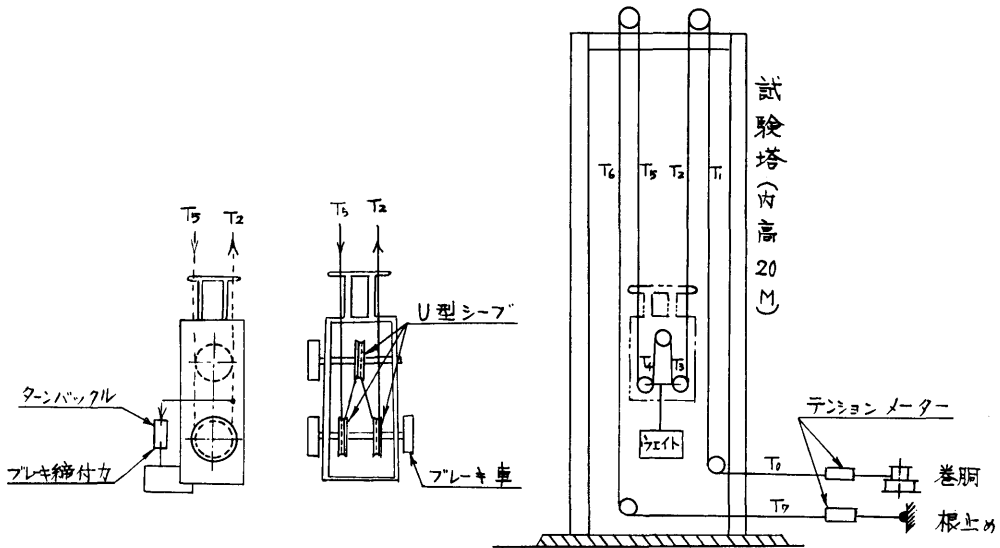


図 6.10 滑車制動方式の μ および μ' 測定要領

表 6.10 μ および μ' の測定値

	吊下げ荷重	実測値			計算値		摩擦力 P	摩擦係数	
		F	T_7	T_0	T_2	T_3			
μ 値の測定	U滑車(鋼)	2.25 ton	kg	ton	ton	ton	ton	/	0.18
	"	"	滑車が固定されていることこのときの動力は 800kg	0.56	1.86	1.64	0.56		0.17
	"	4.25	0.58	1.84	1.67	0.58	0.15		
	"	"	1.20	3.36	3.05	1.20	0.14		
				1.25	3.31	3.00	1.25		
平均 0.16									
μ' 値の測定	ブレーキ車(鋼)	2.25	54	0.90	1.49	1.35	0.90	0.45	0.27
	"	"	108	0.85	1.55	1.40	0.85	0.55	0.20
	"	"	160	0.77	1.64	1.48	0.77	0.71	0.18
	4.25	80	1.78	2.72	2.47	1.78	0.69	0.25	
	"	"	160	1.67	2.85	2.58	1.67	0.91	0.22
"	"	212	1.37	3.18	2.88	1.37	1.51	0.25	
平均 0.23									

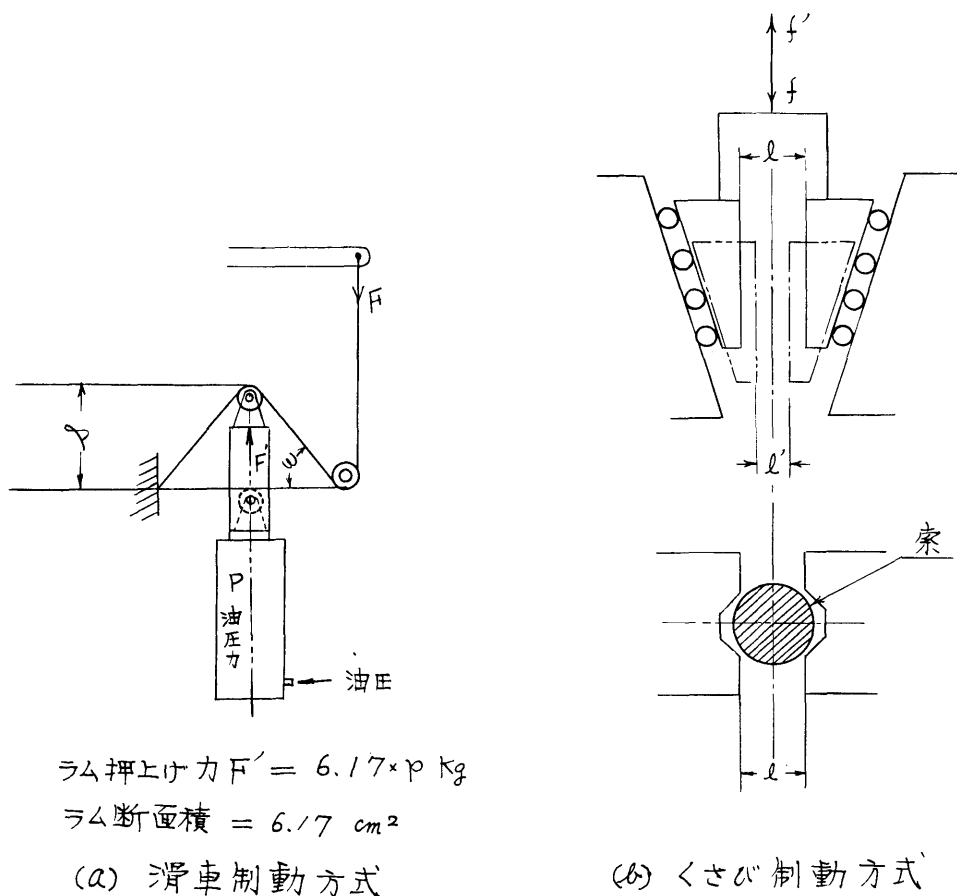


図 6.11 ラム押し上部およびくさび部移動量

キ車とブレーキバンドとの間にすべりが生ずる。このときの制動力 F 、索張力 T_0 および T_7 を測定し(1)と同様に T_2 および T_5 を計算すれば P が求められる。また 5.2.2 の図 5.8 の関係から $S = \frac{R_3}{R_B} \times P$ であり (18) 式は次のとおりを表わされ μ' を求めることができる。

$$F = \frac{R_3}{R_B} P \frac{a}{l} \frac{1}{e^{\mu'\theta} - 1} \dots\dots\dots (18')$$

その結果は表 6.10 のとおりである。

6. 3. 8 制動力の伝達

図 5.7 および図 5.10 に示したとおり救命艇内に滑車制動方式またはくさび制動方式の制動力伝達機構を装備し、その作動の適否を検討する。即ち前者については艇内からの操作によって発生させた油圧力と制動力との関係を、また後者についてはハンドルの回転によるくさびの挟着程度を調査する。

(1) 滑車制動方式 (油圧式による伝達)

滑車制動方式の制動力は図 3.4 (a)、図 5.5 および図 5.7 のとおり油圧により発生させるが、図 6.11 (a) に示すラムの変位量 s および 制動力 F とシリンダー内油圧 p を測定した結果は図 6.12 のとおりである。満載状態では $W=4.06$ ton, $R_1/R_2=2.2$ であるから (4) 式から摩擦力 $P=1.52$ ton である。また 5.2.2 (17) 式および (18) 式から $S=1075$ kg, $F=147$ kg である。なお後述する実船実験では $W=2.25$ ton としたので、同様の計算によれば $P=0.98$ ton, $S=547$ kg, $F=76.2$ kg で、この値に対する油圧 p および θ の実測値はそれぞれ 15 kg/cm² および 37° であることが図 6.12 でわかる。またこの状態までに必要なポンプハンドル操作回数は計画 8 回に対し 7 回で所要時間は約 3 秒であった。

(2) くさび制動方式 (スピンドル式による伝達)

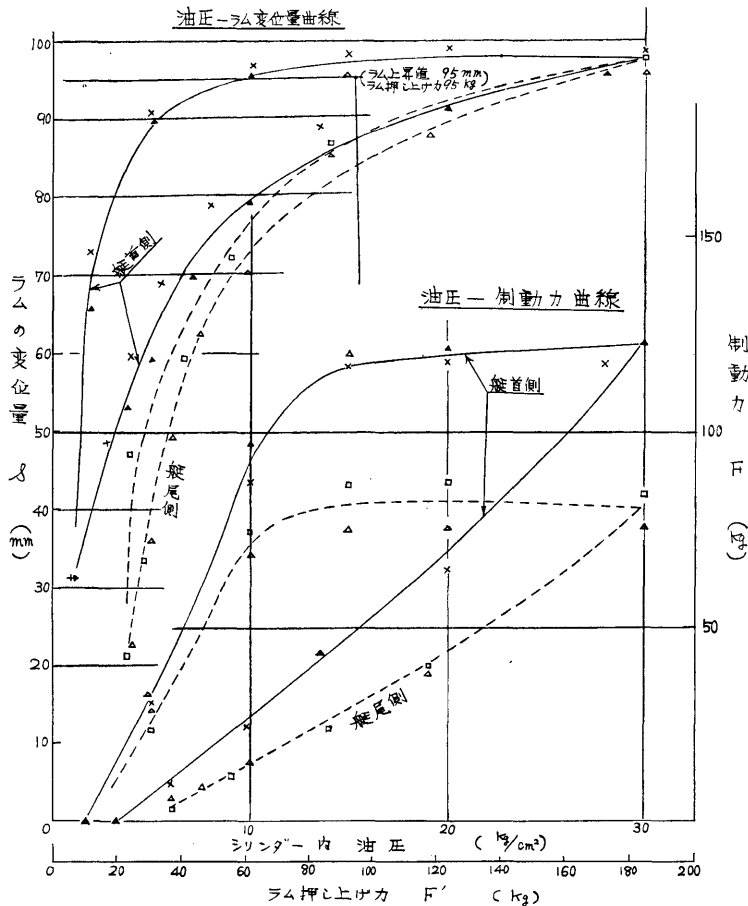


図 6.12 油圧、ラム変位量および制動力等

図6.11(b)に示すとおり2個のくさび間隔を艇内ハンドルの回転によりせばめて行き、索に微少の抵抗を感知する直前(索とくさびとが接触しない最小値)のくさび間隔 l は 6.7 mm であった。さらにこの状態から艇内のハンドルを2回転させればこれ以上回転できない限度の間隔 l' 約 6.3 mm に達した。このようにくさびで索を締付けることはほとんど瞬間的に操作できる。またハンドルの回転力は微少であるから人力により極めて容易に操作できた。

6. 4 基礎実験のまとめ

上記基礎実験の結果にもとづき、設計等の際考慮を要する主なことは次のとおりである。

- (1) ブロック重量の軽減
- (2) ローラーベアリングおよび索くさびの摩擦係数の決定
- (3) 制動滑車枚数の決定
- (4) 制動滑車形状の選定

6. 4. 1 ブロック重量の軽減

表6.1に示した試作品の重量はやや過大で軽減の余地があるから検討した。

その結果は表6.11および表6.12のとおりで、試作品重量に比べかなり減少できる見込がある。なお表6.11における第1案および第2案は制動滑車をそれぞれ3枚および1枚としたものである。

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

くさび角度を決定するにはくさびと索の摩擦係数 μ_1 およびローラーベアリングの摩擦係数 μ_2 の値が必要であり、われわれは計画頭初 μ_2 を無視し 4.4.2(6)式により 6° と決定した。しかるに6.2.4によれば μ_2 を無視することはできないから今後計画にあたっては(15)式を使う必要がある。すなわち $\mu_1=0.15$ および $\mu_2=0.01$ のとき引抜力(または押込力)を小さくするため $\alpha=8^\circ$ 程度が適当であると考えられる(図6.13)。

6. 4. 3 制動滑車枚数の決定

滑車1個の損失係数を無視すればU型滑車の μ の値 0.15 に対し㊸方式の許容できる巻胴比 R_1/R_2 の範囲は図4.12のとおり極端に小さい ($1.33 < R_1/R_2 < 1.60$)。しかし実際には ε の値は1.05程度であるから

表 6.11 滑車制動ブロック重量

品名	試作品 実測重量 (kg)	改正計画重量(kg)		記 事
		第 1 案	第 2 案	
枠	174.0	110.5	100.0	枠の厚さを第1案では150mm, 第2案では100mm, 板厚および補強板厚さは第1, 2案とも9mmを6mmに, 16mmを12mmにする
案内滑車	13.7	13.0	0	第2案は1枚滑車とする
制動滑車 (1)	13.1	13.0	0	
” (2)	13.0	13.0	13.0	
軸 (1)	5.4	3.5	0	枠の厚さが150mmとなるので軸の長さは360mmが230mmとなる
” (2)	5.2	2.0	2.0	連結ギヤがなくなるため片持軸とすると480mmが150mmとなる
” (3)	7.9	5.5	4.5	枠の厚さが第1案150mm, 第2案100mm, ブレーキ車の厚さが半分になるため長さは500mmが第1案330mm, 第2案280mmとなる
連結ギヤ (1)	9.0	0	0	第1案, 第2案とも連結ギヤを撤去
” (2)	9.0	0	0	
” (3)	9.0	0	0	
ブレーキ車	22.4	11.0	11.0	ブレーキ力が小さいので直径400mm, 巾80mmをそれぞれ300および40mmとしても充分ブレーキがかけられる
” バンド	4.5	2.0	2.0	
” レバー	3.8	2.0	2.0	
ナット, その他	6.3	6.0	6.0	レバー断面寸法を小さくする
合 計	296.3	181.0	140.5	

表 6.12 くさび制動ブロック重量

品名	試作品重量 (kg)	改正計画重量 (kg)	記事
梓	148.5	100.0	板厚12mmを9mmにする 梓の厚さ110mmを90mmにする
案内滑車 (1)	14.8	13.0	1枚滑車とする
” (2)	14.1	0	
軸 (1)	2.7	2.0	長さ140mmが130mmとなる
” (2)	2.8	0	
扇形ウォームギヤ	18.8	8.0	
ウォームおよびスピンドル	21.8	20.0	
くさび	10.7	3.0	制動力が小さいから長さ430mm, 厚さを1/2にすることが可能である
ガイド	35.0	15.0	
ベアリング	0.4	0.2	ローラーベアリング52個を使用したかくさびおよびガイドの長さ半分になるので26個でよい
その他	18.4	18.0	
合計	288.0	179.2	

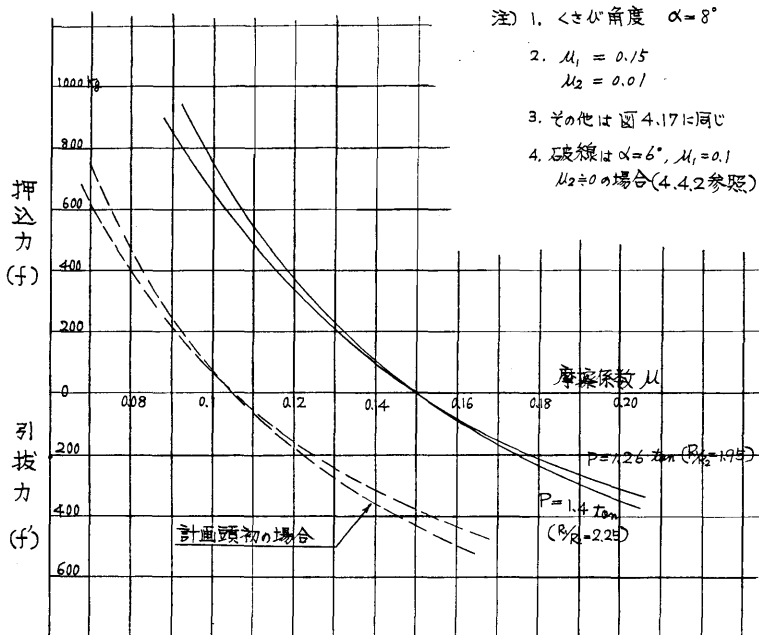


図 6.13 押込力または引抜力と摩擦係数

これを考慮すれば図6.14 のとおり R_1/R_2 の許容範囲は1.33~1.95となり、制動滑車1枚の方式が実用できる見込がかなり大きくなる。さらに、U型滑車をV型滑車に代えれば μ の値は0.3 (4.3.3 (9) 式参照) であるから R_1/R_2 の許容範囲は1.33~3.10で一層大き

くなり計画はきわめて容易となる。即ちこの揚卸装置の制動滑車をV型滑車1枚とし、その摩擦係数 μ_0 を0.3 とすれば巻胴比 R_1/R_2 は3程度とするのが最も適当と思われる。これにより制動ブロックの重量および寸法の軽減が得られるばかりでなく、試作品に比べ

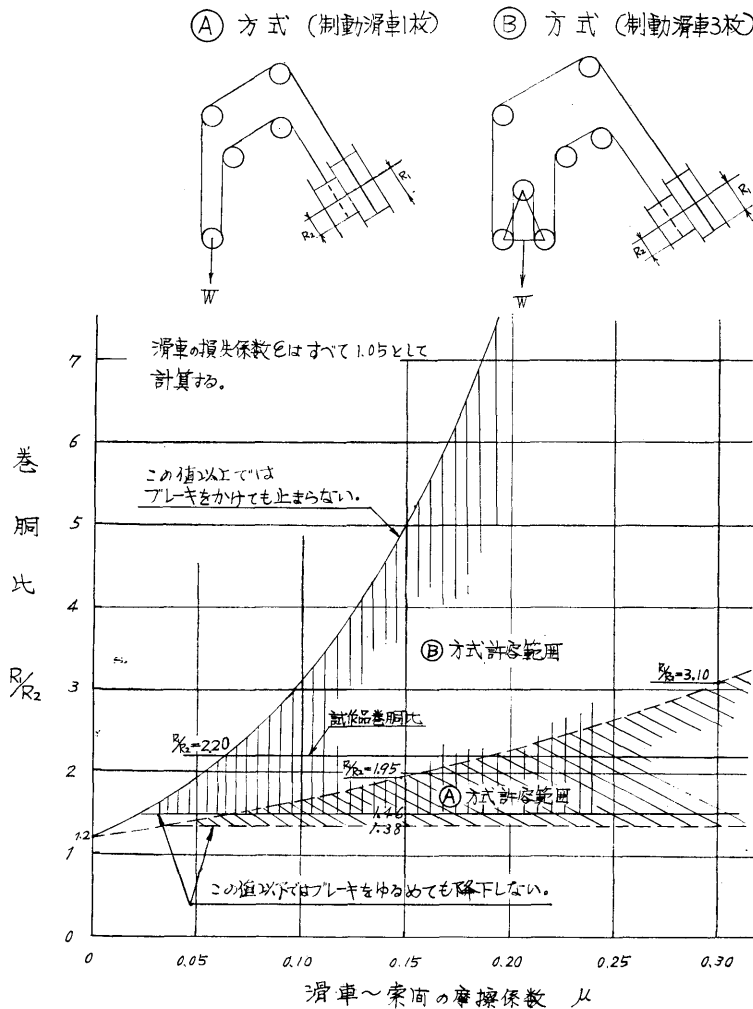


図 6.14 巻胴比許容範囲

て巻胴比が大きくなるため巻胴軸トルクが大となり、 15° インボード時の起動不能 (6.3.5) および降下中一旦停止させた後の再発進不能 (6.3.6 参照) の心配が除かれる。

6.4.4 制動滑車の溝形状

前述のとおり制動滑車としてV型滑車を採用することは多くの点できわめて有利であるが、4.3.4 (1) 記載のとおり索の損耗が著しく、また長期使用により滑車溝形状が変形しやすい懸念がある。しかし救命艇揚卸装置は使用頻度が少なく、且つ索の速度が比較的遅いから上記の懸念も実用上あるいはさしつかえないものとも考えられる。この点については実船等による使用状況により今後十分検討しなければならない。

7. 実船実験

7.1 概要

ダビットおよび制動装置 2 個づつを 1 組とする揚卸装置を実船の端艇甲板に取付け基礎実験で確認できなかった事項を実験することにした。その日時、場所および使用救命艇等は次のとおりである。

- (イ) 実験実施日時
昭和40年12月5日～11日
- (ロ) 実験実施場所
日立造船桜島工場艦装岸壁
- (ハ) 装置取付船
艦装工事中の新造船座間丸右舷端艇甲板

(水面上の甲板高さは約14.3m)

- (二) 使用救命艇
 タンカー用救命艇(密閉型, 鋼製)
 L×B×D 8.00×2.90×1.20m
 定員 34人
 ボートフック間距離 7.04m
 軽荷重量(乗員を除いたもの) 4.65 ton
 満載重量 7.2 ton
 吃水 0.57m

- (三) 使用ウインチおよびモーター
 基礎実験において使用したもの。

なお、滑車制動方式の制動滑車はV型1枚の使用可能の見込があることは前述のとおりであるが、製作期間等の理由で基礎実験時のものを流用し、下段のU型2枚を制動用に、上段1枚は単に案内滑車として使用することとした。また安全に対する考慮、揚卸時のウインチ能力の制限、その他の都合上やむなく救命艇重量を4.5 tonとし、降下速度を約12 m/minに止めた(表7.1参照)。

7.2 主要調査事項

実船実験において調査する事項は次のとおりである。

- (1) 艇内よりブレーキレバーまでの制動力伝達機構の適否(図5.7, 図5.10参照)

- (2) 制動試験

艇の首側および尾側に設けた制動力伝達装置を同時に操作する場合およびいずれか一方のみを単独に用いる場合のそれぞれにつき次の実験を行なった。

- (イ) 制動力の加除による起動状況

収納位置にある救命艇に加えられている制動力を減じて艇が発進を開始するときの制動力の値を求める。

- (ロ) 降下中の停止および再降下

艇が海面への降下中任意の位置で停止および再

発進でき、さらにこれらを確実にくり返すことができるか否か、またその時の制動力の値を確認する。

- (3) 運動状況

- (イ) 起動から振出し状態まで

起動してから舷外振出しまでの間におけるクレードルの加速状態およびクレードルストッパーにおける緩衝状況(艇に与える衝撃の程度)等を調査する。

- (ロ) 振出位置からの降下状況

艇が舷外に振出された後引き続き円滑に降下状態に移れるか否かを確認し、さらに降下速度の適否を調べる。

- (4) 巻胴の索巻取状況

艇降下および揚艇に伴って差動巻胴の一方は索が巻込まれ他は繰出される。このうち索が巻込まれる状況(索が互に重なり合いあるいは粗に巻き取られることの有無)を確認する。

- (5) 収納位置から着水までの連続試験

収納位置から起動した艇が振出され、さらに着水するまでの状況を連続的に観察する。

- (6) 離脱装置

艇が着水する直前、一斉離脱装置を艇内で作動し離脱装置の適否および操作の難易を調べる。

7.3 実験結果

7.3.1 制動力伝達機構の適否

滑車制動ブロックにおいては艇の方向とブロックの方向が22°30'傾いているため、ブレーキ用索がラム上に設けたつき上げ用小滑車の溝位置から外れ易い。これを防止するにはブレーキ用索の方向と艇中心線とを直交させ(図7.1)、かつ7.4に後述する対策が必要である。さらに6.4.3で述べたとおり制動滑車を1枚とすればこのような不安は著しく緩和できる。

くさび制動ブロックにおいては連結用のフォーク部

表 7.1 実 船 実 験 種 類

項 目	艇の状態		乗 艇 試 験	
	無 人 試 験	乗 艇 試 験	C	D
制 動 方 式	滑 車	滑 車	滑 車	く さ び
乗 艇 者 数 (人)	0	0	4	3
吊下荷重(制動ブロックを含む)	3.5 ton	4.5 ton	4.5 ton	4.5 ton
操 作 方 法	ウインチブレーキによる。	同 左	艇内の油圧ポンプによる。	艇内の制動ハンドルによる。

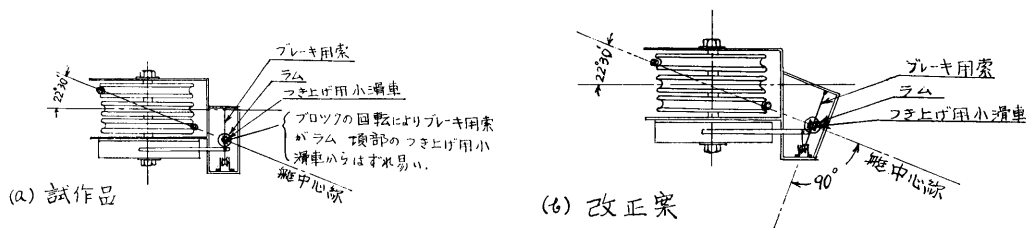


図 7.1 滑車制動方式

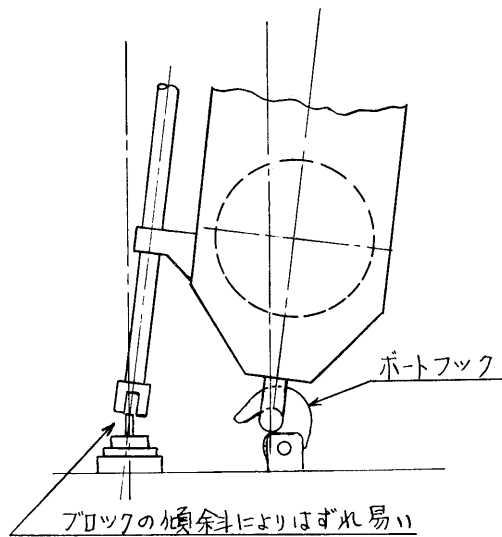


図 7.2 くさび制動方式

がブロックの傾斜によってはずれることがあったが、フォークの足を長くすれば解決できる。(図 7.2)。

7. 3. 2 制動試験

救命艇を実際に使用して制動を加え、または除去することにより起動停止および発進の状況を確認した。結果は表 7.2 のとおりで滑車制動方式およびくさび制動方式とも制動ブロックは艇首尾両用のうちいずれか一つを用いれば十分目的を達成できることが確認でき

た。

(1) 滑車制動方式

艇首尾両者共制動ブレーキを十分かけた状態から油圧弁を開放すれば、油圧がほぼ 0kg/cm^2 に達すると同時に、艇は容易かつ円滑に起動することができた。次に降下中の艇内で油圧ハンドルを作用しシリンダー内油圧を約 $10\text{kg/cm}^2 \sim 20\text{kg/cm}^2$ に高めれば艇は停止する。これに要する時間はハンドルを作用してから約 3 秒であった。さらに艇を降下させる場合ニードルバルブを全開すれば 1 秒以内で油圧は 0 となり同時に艇は発進した。しかし海面近くでは油圧を 0 とした場合でも全く発進しないことがあった。その理由は降下距離の増大に伴う見掛けの巻胴比 R_1/R_2 が減少するためで、その解決策は 6.4.3 に記してある。ただし制動を開放し海面まで降下中の艇が自然に停止することは全くなかった。つぎに艇首尾両ブロックのうち一方の制動力を完全に解放し、他方のみを用いて上記と全く同様の実験を行なったところ、その結果も艇首尾両ブロックを同時に使用した場合とほぼ同じであった。そのときの油圧力の一例は表 7.2 のとおりである。

(2) くさび制動方式

収納位置にある艇首側に設けたくさび制動ブロックを用い、その操作用ハンドルを十分しめ付ければ 6.3.8 の場合と同様くさび間隔は 6.3mm で艇は確実に停止している。次にハンドルを約 2 回転すれば艇は静かに起動し操作はきわめて容易であった。このこと

表 7.2 滑車制動方式発停時の油圧測定

使用制動装置 艇位置	停止できたときの油圧 (kg/cm^2)		発進を始める油圧 (kg/cm^2)	
	船側	艇側	船側	艇側
収納位置			0	0
振出位置			0	0
振出後 5m 降下	20	12	0	0
振出後 10m 降下	13	11	0	0

注) 艇首および艇尾側のうちいずれか一方のみを使用した場合を示す。

は制動力の実測値 $F = -106 \text{ kg}$ (表 6.6) に対し計算から求めた引抜力 $f' = 318 \text{ kg}$ およびハンドルに加える人力 $f_0' = 12.8 \text{ kg}$ ((20)式参照) の値からも裏付けることができる。また制動力を加える場合ハンドルの回転力が極めて小さいことは 6.3.3 で述べたことと全く一致する。即ち引抜力 f' が 318 kg に対し押込力は 0 であり $\tan \alpha < \mu_1$ であることを示している。滑車制動方式にみられたように海面近くで一旦停止した艇が再び発進できない現象はくさび制動方式では全く認められなかった (6.3.2 参照)。

7.3.3 運動状況

(1) 起動から振出位置まで

収納位置にある艇は滑車制動方式およびくさび制動方式とも凡ての場合極めて円滑に発進し、衝撃緩衝用発条はその最大値 130 mm まで完全に圧縮されたが救命艇、クレードルおよび索具類に衝撃その他の異常は認められなかった。また乗艇者はクレードルが発条に触れたことすら感知できず、艇が完全に振出されたと

き僅かに横揺れを感ずることから海面への降下開始が判る程度であった。艇が起動から振出位置に達するまでに要した時間は表 7.3 のとおりである。これを見れば制動機構における滑車枚数の多い滑車制動方式はくさび制動方式よりも若干速度が低下している。

(2) 振出位置からの降下状況

艇はきわめて円滑に降下し、その速度は表 7.4 のとおりで、降下距離の増加に伴い減じている。その理由は 6.3.6 に述べたとおりである。なお振出時と同様くさび制動方式の方が降下速度が大きい。

7.3.4 巻胴の索巻取状況

艇が降下中小径巻胴に巻込まれる索はすきまなく整然と巻込まれずその巻込状況が乱雑であった。これに対し基礎実験 (6.3.6) 時は順序よく整然と巻込むことができた。その理由としてフレーム滑車 (リードシブ) から巻胴までの距離 H は前者 2.5 m に対し、後者 7.5 m であり、これをリードアングルで表わせればそれぞれ 8 度および 2.6 度であることがあげられる。

表 7.3 振出速度実測値

	艇の状態	起動から振出までの時間 (sec)	振出速度 (m/min)	巻胴の索巻取段数	大径/小径	R_1/R_2
滑車制動方式	A (無人)	17	15.2	2 段/1 段	$\frac{450}{200}$	2.25
	B (無人)	15	17.3			
	C (乗艇)	16 18	16.2 14.4			
くさび制動方式	D (乗艇)	15	17.3	2 段/1 段	$\frac{450}{200}$	2.25
		14	18.5			
		14.5	17.9			

表 7.4 降下速度実測値

方式	滑車制動方式						くさび制動方式			巻胴の索巻取段数
	A (無人)		B (無人)		C (乗艇)		D (乗艇)			
艇の状態										大径/小径
実験回数	第1回	第2回	第1回	第2回	第1回	第2回	第1回	第2回	第3回	
降下距離										
2 m	10.9	10.0	12.0	10.0	9.2		13.3	12.0	15.0	2 段/1 段
4	9.2	10.0	9.2	10.0	7.0		13.3	10.0	12.0	"
6	7.5	10.9	8.5	10.0	8.5	7.5	10.9		12.0	2 段/2 段
8	6.6	8.0	7.0	6.6	7.5	5.7	10.9		10.9	1 段/2 段
10	5.4	5.2	6.0	7.5	4.8	3.6	9.2		10.0	"
12	6.6	5.4	7.5	6.3	5.4	4.8	10.0	9.2	10.0	"
14		5.2	7.5	5.2	4.3		6.7	4.8	10.0	"

(単位 : m/min)

(図4.11参照)。したがってリードアングルが小さくなるよう巻胴幅を小さくするかあるいはフレーム滑車と巻胴の距離をなるべく長くすることが望ましい。さらに溝付巻胴を採用すれば一層有効である。

7. 3. 5 収納位置から着水までの連続試験

収納位置から海面まで艇は極めて円滑に降下しそれに要した時間は約1.5分であった。この間見掛けの巻胴比 R_1/R_2 の減少によって艇が停止する事態は全く起こらなかった。また艇体および索具類等にも乗艇者に不安を与えるような衝撃等は認められなかった。

7. 3. 6 離脱試験

試験は表7.1の状態C(滑車制動方式)および状態D(くさび制動方式)の場合につきおこなった。すなわち海面上キール下面までの高さが約0.3mの位置まで降下したとき制動を加えて一旦停止し、その状態で一斉離脱装置を操作したが、いずれの場合も容易に離脱し安全に海面上に浮いた。

7. 4 実船実験のまとめ

実船実験の結果を考察し計画にあたり十分な考慮を要する主なものは次のとおりである。

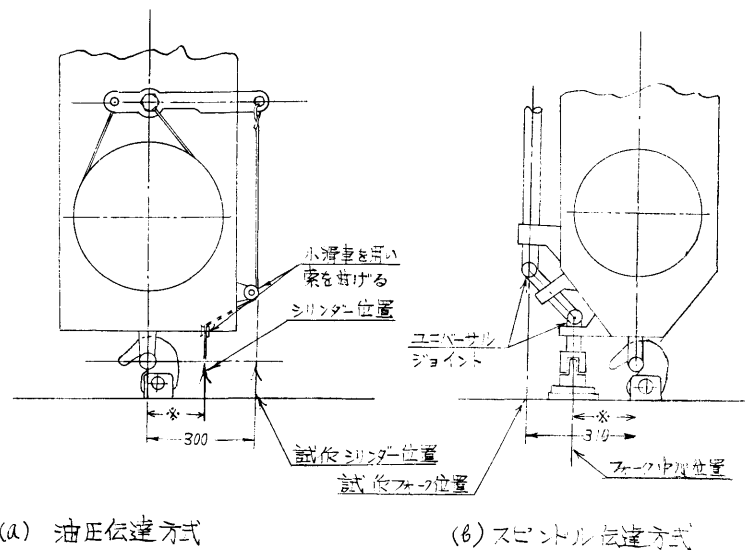
7. 4. 1 制動力伝達機構

7.3.1で述べたように制動ブロックが僅かに回転または傾斜したとき連結部がはずれた場合がある。その原因の一つとして艇内から制動力を伝達する油圧ラムまたはスピンドル位置からポートフックまでの距離が

図7.3のとおりそれぞれ300mm(滑車制動方式)および310mm(くさび制動方式)で比較的大きいためと考えられる。この値は極力小さくすることが望ましい。

7. 4. 2 海面近くにおける発進の能否

7.3.2(1)に述べたとおり滑車制動方式の実船実験は吊下荷重4.5tonであり、海面近くにおける見掛けの巻胴比 $R_1/R_2=1.95$ (大径1段巻,小径2段巻)であった。一方制動を全く解除しても発進できない R_1/R_2 の限界は1.45であるから(表4.4)実船実験は艇のすべての位置において発進できるものと予想していた。事実基礎実験においては見掛けの巻胴比2.35~1.95の範囲では再発進不能の現象はまったく認められなかった(6.3.6(1)状態4参照)。これに対し実船実験の初期には海面近くで艇を一旦停止したのち制動力を解除しても艇は両び降下を始めない場合があった。その理由は明らかでないが実験を繰返すうちすべての場合につき降下が可能となったことから考え、装置全体の摩擦損失が実験初期には予想以上に大きかったのではなからうか。すなわち経年による摩擦損失の増加等のため艇の起動および発進が可能な巻胴比の値は上限および下限(図6.12参照)とも増大することが予想されるので、計画にあたっては艇の起動から海面降下完了までの見掛けの巻胴比の変動範囲をできるだけ上限に近付けることが望ましい。われわれは試作装置計画



(a) 油圧伝達方式

(b) スピンドル伝達方式

注) ※印間距離を極力小さくする

図 7.3 制動力伝達機構改良案

頭初制動滑車の摩擦係数 μ_2 を 0.10 と仮定し、5.1のとおり 巻胴比 R_1/R_2 を 2.20 としたが許容最大値 2.65 (表 4.2) にできるだけ近付けるべきであった。

8. 結 語

滑車またはくさびによる制動方式を利用した本揚卸装置は、船舶に多年使用され最も普遍的な重力式ダビットに若干の改変を加えたもので十分実用性のあることが確認できた。本装置の特徴は収納位置にある救命艇に全員が乗艇したのち艇内において艇を発進降下させ、必要なときは降下速度の低減または停止さらに再発進および本船からの艇の離脱等の操作がすべて密閉された艇内において可能なことである。また滑車またはくさびにより艇の直上位置で索（ポートフォール）に直接制動を加えるものであるからきわめて確実に信頼性が大きい。しかもこの滑車またはくさびが発生する摩擦力を小さくするため差動巻胴を組合せてあるので艇内操作が容易である。なお艇内の気密を保持するため完全に密閉されたタンカー用救命艇を対象としたので制動力伝達機構はやや複雑なものとなったが、一般の開放型救命艇の揚卸装置に対してはこの機構は著しく簡略化できるから本装置の応用範囲も広い。この実験研究において種々の都合のため次の未解決事項が残されているので引続き完成させる必要がある。

(1) V型制動滑車

制動滑車としてV型溝滑車一枚を使用する方式(6.4.3 参照)のものが十分実用可能なことは検討できたが実物実験による確認は未済である。できれば今後これを試作の上確認することが望ましい。

(2) 制動力伝達装置

7.3.1 および 7.4.1 で述べたとおり、艇が著しく揺れたとき等ポートフック部の離脱箇所不安があるので具体的な改善対策について十分検討しなければならない。

(3) 離脱装置

今般の実験においては離脱装置に関する具体的対策についての設計および試作は全く実施しなかった。一般に艇が海面に到達する以前における離脱はきわめて容易である。しかし安全のためには艇が完全に海上に浮いたのちポートフックおよび制動力伝達機構の離脱箇所において艇が確実に離脱できるよう具体的な対策を研究開発しなければならない。

9. 謝 辞

実船実験にあたっては昭和海運株式会社座摩丸の使用に御高配を賜った同社土井由之常務取締役役に深甚の謝意を表します。