

三鷹第2船舶試験水槽の建設について

推進性能部

On the Mitaka No. 2 Ship Model Experiment Tank of the Ship Research Institute

By

Ship Propulsion Division

This paper gives a general description of a new ship model experiment tank, "Mitaka No. 2 Ship Model Experiment Tank", built at the Ship Research Institute. The principal dimensions of the tank are 400 m × 18 m × 8 m with the breadth and depth largest in the world. Because of this huge size of the tank it took four years to complete all the facilities.

In this report are given design considerations and general descriptions of the construction of the tank, which include the tank itself, the rails, the carriage, the trolley wires, the wave absorbers, the wavemaker, the measuring instruments, the data processor, the building to house facilities, and the workshop and the office.

The main features of the experiment tank are as follows;

1. large cross section of the tank
2. deep and shallow trimming tanks with watertight doors
3. four kinds of brake systems for the carriage
4. air-conditioned room on a side part of the carriage
5. accurate speed control of the carriage
6. rigid trolley wires
7. movable wave absorbers at the sides of the tank wall
8. measuring instruments of digital type with remote control system
9. on-line data processing system.

目 次

船舶技術研究所航空写真		
1. 緒 言	5	4-2 曳引車走行用レール
2. 計画の概要	6	4-2-1 JNR 50 T レール
3. 水槽および建屋	7	4-2-2 レールの機械加工
3-1 水槽	7	4-2-3 レールの接続方法
3-2 水槽棟	10	4-2-4 チェア
3-3 工場研究棟	11	4-2-5 レールの敷設
4. 曳引車走行用レールおよびチェア等	11	4-3 強制制動用ブレーキレール
4-1 まえがき	11	4-3-1 ブレーキレール
		4-3-2 ブレーキレールの接続

4-3-3	チェア	15	5-8-3-2	設計条件	28
4-3-4	レールの敷設	16	5-8-3-3	特性	29
4-4	水準溝	17	5-8-3-4	配置等	29
4-5	ストッパー	17	5-8-4	スプリング制動装置	30
5.	曳引車	17	5-8-4-1	概要	30
5-1	計画概要	17	5-8-4-2	方式	30
5-2	基本計画	17	5-8-5	制動装置の配置	30
5-2-1	基本寸法等	17	5-8-6	自動制動区域	30
5-2-2	形状	17	5-8-6-1	北端自動制動区域	30
5-2-3	主構造方式	17	5-8-6-2	南端自動制動区域	31
5-2-4	主構造材料	18	5-9	計測器取付け用レール	32
5-2-5	最高速度および速度範囲	18	5-9-1	計測器取付け用レール	32
5-2-6	駆動方式と駆動部自由度	18	5-9-2	計測部補助桁	32
5-3	主要寸法等	19	5-9-3	操縦性能試験用計測レール	34
5-4	鋼構造部と強度計算	19	5-10	床張り	34
5-4-1	主桁	19	5-11	曳引車上で使用する一般用電源	34
5-4-2	部材結合	19	5-11-1	220V 動力線	36
5-4-3	強度計算	20	5-11-2	100V 一般用	36
5-5	一般配置	23	5-11-3	A.C. 100V 定電圧電源	36
5-6	駆動部	24	5-12	計測用配線	37
5-6-1	概要	24	5-13	照明装置等	37
5-6-2	動力の伝達	24	5-13-1	一般照明	37
5-6-3	構成部分の説明	24	5-13-2	局部照明	37
5-6-3-1	車輪	24	5-13-3	標識灯	37
5-6-3-2	減退歯車	24	5-13-4	信号灯	37
5-6-3-3	十字型ボギー支持軸	25	5-13-5	一般撮影用照明	37
5-6-3-4	軸受け	25	5-13-6	同期撮影用照明	37
5-6-3-5	ガイドローラ	25	5-14	空調室	37
5-6-4	駆動部における各軸の組立て精度	25	5-15	ぎ装品その他	38
5-6-5	駆動部枠の強度計算	25	5-15-1	ホイスト	38
5-7	加速度・減速度	26	5-15-2	波高計取付け台	38
5-7-1	加速度	26	5-15-3	補助撮影台	38
5-7-2	減速度	26	5-15-4	風防ガラス囲壁	38
5-8	制動装置	26	5-15-5	実験状態表示装置および同操作盤	38
5-8-1	通常制動装置	26	5-15-6	屋上フロア	38
5-8-2	強制制動装置	26	5-15-7	絶縁ネット	38
5-8-2-1	概要	26	5-15-8	曳引車への昇降梯子	38
5-8-2-2	設計条件	27	5-15-9	移動の出来る階段	38
5-8-2-3	制動シュー	27	5-15-10	電話	38
5-8-2-4	配置と数量	27	5-15-11	手摺り	38
5-8-2-5	取付けの構造	28	5-15-12	その他のぎ装品	38
5-8-2-6	操作と機能	28	5-16	塗装	39
5-8-3	非常制動装置	28	5-17	補助台車	39
5-8-3-1	方式	28	5-17-1	主構造・使用材料	39

5-17-2	曳引最高速度	39	チェック	53	
5-17-3	サドル部	39	6-4-4	デジタル速度制御の定速投入制御	53
5-17-4	主要寸法等	39	6-4-5	アナログ速度制御装置	54
5-17-5	強度計算	40	6-4-6	定トルク制御装置	54
5-17-6	連結桿	40	6-4-7	手動速度制御装置	54
5-17-7	クランプ	40	6-4-8	寸動走行装置	55
5-17-8	操縦性能試験用計測レール	40	6-5	運転操作盤	55
5-17-9	水面掃除器	40	6-5-1	切替スイッチ	55
5-17-10	電源, 照明, 床張り, 塗色	41	6-5-1-1	運転方式選択スイッチ	55
5-18	試験成績	41	6-5-1-2	速度範囲選択スイッチ	55
5-18-1	中間検査	41	6-5-1-3	速度制御方式選択スイッチ	55
5-18-1-1	材料試験 (引張, 硬度, 屈曲, 衝撃等) と化学組成分析	41	6-5-1-4	制御方向選択スイッチ	55
5-18-1-2	疲労試験 (繰返し回転曲げ)	41	6-5-1-5	操作場所選択スイッチ	55
5-18-1-3	摩耗試験	41	6-5-2	各種押ボタンおよびランプ	55
5-18-1-4	歯車検査	41	6-5-2-1	制御装置電源投入用押ボタン および制御電源ランプ	56
5-18-1-5	駆動部構成部品の全般的な寸法検査	41	6-5-2-2	非常停止用押ボタン	56
5-18-1-6	車輪焼入れ後の硬度試験	41	6-5-2-3	起動, 停止用押ボタン	56
5-18-1-7	駆動部の組立て精度検査	41	6-5-2-4	造波装置起動停止用押ボタン	56
5-18-1-8	駆動部の無負荷運転試験	41	6-5-2-5	消波装置昇降用押ボタン	56
5-18-1-9	球継手部の溶接検査	41	6-5-3	各種メータ類	56
5-18-2	完成時検査	41	6-5-3-1	DG界磁電流計	56
5-18-2-1	静的検査	41	6-5-3-2	DM界磁電圧計	56
5-18-2-2	動的検査	42	6-5-3-3	DM界磁電流計	56
6.	動力装置および曳引車速度制御装置	44	6-5-3-4	主回路電圧計および主回路電流計	56
6-1	受変電設備	44	6-5-3-5	デジタル速度偏差計	56
6-1-1	水槽棟北端主動力室受変電設備	44	6-5-3-6	速度計	57
6-1-2	造波装置機械室受変電設備	47	6-5-3-7	制動空気圧力計	57
6-1-3	曳引車補助電力	47	6-6	緊急停止装置およびインタロック	57
6-2	曳引車走行用動力	47	6-6-1	第1緊急停止装置	57
6-2-1	曳引車の車輪とレールの摩擦係数	47	6-6-2	第2緊急停止装置	57
6-2-2	曳引車の駆動動力	48	6-6-3	その他のインタロック	58
6-2-3	駆動モータの定格	48	6-7	付属ぎ装品	58
6-3	曳引車速度制御系の仕様	49	6-7-1	曳引車速度計	58
6-3-1	曳引車時定数の構成	49	6-7-2	自航試験用モータ	58
6-3-2	外乱に対する曳引車の応答	49	6-7-3	プロペラ単独試験機用モータ	58
6-3-3	発電機の時定数	50	6-7-4	自航モータ用電源	58
6-3-4	速度の安定度および速度の設定精度	50	6-8	運転走行記録	59
6-3-5	速度制御装置の仕様	51	7.	消波装置	59
6-4	速度制御装置の詳細	51	7-1	まえがき	59
6-4-1	共通部門	51	7-2	側面消波装置	61
6-4-2	デジタル速度制御演算装置	51	7-2-1	概要	61
6-4-3	デジタル速度制御演算装置の		7-2-2	油圧駆動装置および操作	61

7-2-3	動力伝達装置	61	9-1-7	流速計	73
7-2-4	消波板	62	9-1-8	翼車型伴流計	73
7-3	水槽北端および南端消波装置	62	9-1-9	摩擦修正量加重装置	73
8.	造波装置	64	9-1-10	計測同期装置	73
8-1	基本計画	64	9-1-11	陸上架台	73
8-1-1	造波方式	64	9-1-12	標準模型	73
8-1-2	駆動方式	64	9-2	波浪中試験用計測装置	73
8-1-3	所要馬力	65	9-2-1	概要	73
8-1-4	機構	65	9-2-2	自航動力計	74
8-2	各装置の概要	65	9-2-3	動揺計	74
8-2-1	基礎	65	9-2-4	規則波用ガイド	75
8-2-2	造波板	65	9-2-5	慣性能率測定装置	75
8-2-3	連結桿, 駆動レバーその他	66	9-2-6	波高計移動装置	75
8-2-4	油圧装置	66	9-2-7	波高計	75
8-2-4-1	主油ポンプ	66	9-2-8	記録装置	75
8-2-4-2	補助油ポンプ	66	9-2-9	その他の付属計測装置	75
8-2-4-3	油タンク	66	9-2-10	VTR (Video Tape Recorder)	75
8-2-4-4	10 μ フィルタ	66	10.	水槽用解析設備	76
8-2-4-5	アキュムレータ	67	10-1	概要	76
8-2-4-6	電気サーボ弁	67	10-1-1	デジタル計測処理	76
8-2-4-7	油圧シリンダ	67	10-1-2	アナログ計測処理	76
8-2-4-8	各種弁類	67	10-1-3	データ処理設備	76
8-2-4-9	圧力計	67	10-2	構成と仕様	77
8-2-4-10	温度計	68	10-2-1	解析機室内機器	77
8-2-4-11	油冷却器	68	10-2-1-1	計算機本体	77
8-2-4-12	冷却水ポンプ	68	10-2-1-2	外部磁気ドラム記憶装置	77
8-2-5	電気装置	68	10-2-1-3	入出力タイプライタ	77
8-2-5-1	主電動機, 主電動機盤および 補機盤	68	10-2-1-4	テープ読取り機	77
8-2-5-2	緩起動装置	68	10-2-1-5	高速テープ穿孔機	77
8-2-5-3	低周波発信器	68	10-2-1-6	磁気テープ装置	78
8-2-5-4	制御増幅器	69	10-2-1-7	制御テーブル	78
8-2-5-5	データレコーダ	69	10-2-1-8	オフラインタイプライタ	78
8-3	操作	69	10-2-2	曳引車空調室内機器	78
8-3-1	造波運転	69	10-2-2-1	入出力タイプライタ	78
8-3-2	組立・格納	69	10-2-2-2	出力タイプライタ	78
9.	計測装置	70	10-2-2-3	磁気テープ装置	78
9-1	静水中試験用計測装置	70	10-2-2-4	計測処理装置	79
9-1-1	概要	70	10-2-2-5	操作テーブル	79
9-1-2	抵抗動力計	70	10-2-2-6	X-Y プロッタ	80
9-1-3	自航試験用動力計	71	10-2-2-7	連絡装置	80
9-1-4	プロペラ単独試験用動力計	71	10-3	データ伝送およびデータ処理	80
9-1-5	校正装置	72	10-3-1	デジタルデータの伝送と処理	80
9-1-6	トリム計	72	10-3-2	アナログデータの処理	81
			10-4	解析設備の運用	82

11. 工場設備	83	11-6-20 模型船重量計測装置	89
11-1 概要	83	12. 結 言	89
11-2 作業業務の種別	83	参考文献	89
11-3 仕事の流れ	83	付 録	91
11-4 工場等区分	83	A-1 水槽の補強工事等	91
11-5 主な設備の工場別分類	84	A-1-1 水槽の防水工事	91
11-6 機械等設備の概略説明	84	A-1-2 土の締め固め工事	91
11-6-1 模型船削成機	84	A-1-3 支柱工事	91
11-6-2 立体コージネータ	86	A-2 チェア間隔とボギー車中点の上下移	
11-6-3 模型プロペラ削成機	86	動量の関係	91
11-6-4 模型プロペラ仕上げ検査機	87	A-2-1 1個の集中荷重が加わった場合	
11-6-5 ろう溶解缶	87	の曲げモーメントの分布	91
11-6-6 大型定盤	87	A-2-2 ボギー中点における撓み	92
11-6-7 模型船鑄造槽	88	A-2-2-1 荷重が1スパン内にある場合	93
11-6-8 模型船冷却槽	88	A-2-2-2 荷重が1支点の両側にある	
11-6-9 模型船工場用天井走行クレーン	88	場合	93
11-6-10 模型船トップカッター	88	A-2-2-3 荷重が2支点の外側にある	
11-6-11 模型船吊り具	88	場合	94
11-6-12 木製模型船建造台	88	A-2-3 $\delta_{1/2}-\delta_1$ を零にする値	95
11-6-13 模型船仕上げ台	88	A-2-4 $m=1.4365$ の時の移動量	95
11-6-14 木工集塵装置	88	A-3 電気関係	95
11-6-15 プロペラ翼型成形機	88	A-3-1 トロリー線による電圧降下	95
11-6-16 プロペラ鑄型乾燥炉	88	A-3-2 曳引車の高速走行時の時定数	96
11-6-17 プロペラピッチ測定機	89	A-3-3 曳引車が最高速で走るときの走	
11-6-18 プロペラ静バランス台	89	行時間と走行距離	96
11-6-19 実験準備場用天井走行クレーン	89	A-4 建設工事の記録	97

を表 1-3 に示す。

1. 結 言

船舶の大型化・高速化および高性能化は最近の世界的傾向であり、このために船型改良の必要性はますます増大し、造船量の増加とともに試験水槽の試験水面の絶対量が不足した。また、理論的研究の進歩、船型改良の進展とともに新しい分野の研究のために、精密正確な試験を実施し得る高性能試験水槽施設が必要となった。船舶技術研究所では以上の要求に応えるために、長さ 400m、幅 18m、深さ 8m の試験水槽を完成したので、これの建設の概要について報告する。

なお、この大規模の施設の計画にあたっては 400m 試験水槽建設委員会および同作業班を作って、慎重なる審議を重ねるとともに、部内の総力をあげてこの建設の仕事に取り組んだ。建設委員会および同作業班の委員名簿を表 1-1 および表 1-2 に、部内の主な担当者

表 1-1 400m 試験水槽建設委員会
委員名簿

委員長	大江卓二	船舶技術研究所
委員	船橋敬三	運輸省船舶局
"	乾 崇夫	東京大学工学部
"	研野作一	消防研究所
"	菅野三男	防衛庁技術研究本部
"	吉田守正	船舶技術研究所
"	幸田政実	" "
"	浅沼福松	" "
"	横尾幸一	" "
"	山内保文	" "
"	安藤文隆	" "
"	若桑 訥	" "
"	荒木 浩	" "

表-1-2 400m 試験水槽建設委員会
作業班名簿

1) 基本計画班長	横尾幸一		
班員	山内保文	高石敬史	
"	安藤文隆	菅井和夫	
"	若桑 訥	小川陽弘	
"	田崎 亮	郷田国夫	
"	矢崎 敦生	丹羽 新	
"	高橋 肇	大津留 喬久	
"	伊藤 達郎	森山 茂男	
"	田中 拓	岡田 恭藏	
"	荒井 能	鶴岡 健介	
"	門井 弘行	金山 一也	
"	花岡 達郎	梅津 紀元	
"	小関 信篤		
2) 庶務班長	浅沼福松		
" 班員	賀集 巖		
"	沢 正男		
"	山田 芳男		
"	伊藤 達郎		
"	梅津 紀元		

表 1-3 分担表

総括	横尾幸一		
水槽本体および建屋	伊藤達郎	田中 拓	
"	上田隆康		
曳引車	田崎 亮	上田隆康	
トローリー	田崎 亮	荒井 能	
側面消波装置	田中 拓	北川弘光	
レール	伊藤達郎	門井弘行	
動力装置	伊藤達郎	荒井 能	
造波装置	田崎 亮	北川弘光	
工場設備	矢崎 敦生	上田隆康	
"	小出達成		
静水中計測装置	高橋 肇	武井 幸雄	
波浪中計測装置	田崎 亮	北川弘光	
解析設備	田中 拓	荒井 能	

2. 計画の概要

水槽の主要寸法と曳引車の最高速度の決定には、現在の要求のみでなく、将来の研究の発展も考慮しておく必要がある。計測距離が長いほど、また、速度が速いほど研究可能範囲が広く、利用価値が高く、研究の

将来性が増すが、水槽を長くすることには、経費の点でおのずから上限がある。水槽の幅と深さは主として模型船の寸法に、水槽の長さは最高速度に支配される。模型船の寸法は小さいほど実験がやりよいわけであるが、尺度影響の少ない、精度の良い実験を行なうには、船型によって適当な寸法がある。今回の計画では、常用模型船長さとして、静水中試験用の貨物船、巨大船には7ないし9mを、波浪中試験用および潜水船試験用には5ないし6mを、最大模型船としては12mを採用することにした。この寸法を採用したのは巨大船に対する4.5m~6.7mの相似模型の試験、5.5mの模型に対する波浪中の試験、および3mの、没水体模型の試験等の結果によるもので、この寸法をもとにして水槽の主要寸法と曳引車、造波装置、計測機器、工場設備等の要目を定めた。

水槽の長さは試験の最高速度、計測距離、加減速距離によって定まる。高レイノルズ数における摩擦抵抗試験、6m 高速艇の自航試験、不規則波中の高速貨物船の自航試験等について検討し、最高速度を15m/sec、水槽の長さを400mと定めた。この決定にあたって、加速装置としては特殊なものを考えなかったが、制動装置としては強力なものを計画することとし、加速度を0.04ないし0.10g、減速度を0.06ないし0.60g、最高速度のときの定常航走時間を7秒として、水槽の全長を決定した。水槽の幅と深さに関しては、静水中と波浪中の模型試験や潜水船の試験等の場合の側壁影響、水深影響を考慮して、水面幅を18m、水深を8mと定めた。この際、水面幅の利用度が高いことを考慮して、幅深比は従来水槽のものに比べて大きくした。

上述の基本的な要目に基ずいて、水槽、建屋、レール、曳引車等の試験水槽としての基本設備の建設計画を始めた。本建設工事は大別して3段階に分れ、これを4ヶ年計画で行なった。その工程、工事費を表2-1に示す。水槽および建屋の建設工事は、その設計、監督を建設省関東地方建設局に委任し、その他の工事は船舶技術研究所が直接これに当った。

本水槽の場合、水槽をはじめとして、模型船、曳引車等がすべて大型で、計測設備等も大容量となる。したがって、計画の基本方針として、大型の特色を十分生かして実験精度の向上を計るとともに、大型であっても高効率を確保するため、施設、設備が使用容易かつ、安全、確実であることを目標とした。このために、曳引車の運転制御装置、計測設備、消波装置、造

表 2-1 建設工程および工事費

年 度	38	39	40	41	概算工事費		
水槽および建屋	計画 設計	工 事		工 事	千円 600,000		
	水槽棟	研究棟		製図計算室			
曳引車・レール・トロリ・側面消波装置	計 画	設 計	製 作 据 付		197,000		
			走行レール敷設				
造 波 装 置	計 画	設 計	製 作 据 付		27,000		
計 測 設 備			計 画 設 計	製 作	85,000		
解 析 設 備			計 画 設 計	製 作	69,000		
工 場 設 備			計 画	設 計 製 作	68,000		
備 考		4 8 28 5 水曳引車等の起工	3 30 水槽に注水開始	5 5 8 20 推進性能および建屋竣工式	9 10 10 10 19 1 6 7 15 曳引車試験の開始(実験番号1)	10 10 10 15 水国際試験水槽会議(見学会)	合計 千円 1,046,000

波装置等の自動化, デジタル化をはかり, あるいは遠隔操作を適宜に行なうこととし, また, データ処理装置としてオンライン解析設備を導入することとした。

3. 水槽および建屋

3-1 水 槽

水槽は図 3-1 に示されるように, 船研敷地内にほぼ南北の方向にわたって建設され, その北端部東側に模型工場, 製図室, 研究室を含む工場研究棟が付属している。従来の水槽はおおむね東西方向にわたって設置されているが, 本水槽の場合は, 敷地の関係上南北方向をとらざるを得なかった。このため, 地球の自転によるコリオリの力*についても検討されたがこの影響を無視できることが確かめられた。また, 日光の当る側面が午前と午後で異なり, 繰り返しの温度影響を受けることが心配されたが, 水槽および上屋に十分なエクspansionsジョイントを設け, また, 上屋に窓を設けないことによりこの影響を避けた。

敷地の地質は再度のボーリングにより調査され, 地表から約 10m 下に地耐力の大きい砂礫層があり, それまでは地表から順に厚さが 1 ないし 2m の表土, 5

* 地上の一点 0 を原点とし, 鉛直上方に z 軸, 0 を含む子午面内の南方に x 軸, 東方に y 軸をとり, 0 の地理学的緯度すなわち鉛直線が赤道面となす角を β とすれば, コリオリの力 f は次式であらわされる:

$$f = m \ddot{y} = -2m\omega(x \sin \beta + z \cos \beta)$$

ここで m : 物体の質量

ω : 地球の自転の角速度

$$= 7.292 \times 10^{-5} \text{ 1/sec}$$

東京では $\beta \approx 35^\circ$, $\sin \beta = 0.574$ であって,

$$F = 8.54 \text{ WV}$$

ただし, F : コリオリの力 (gr)

W : 物体の重量 (ton)

V : 南北方向の速度 (m/s)

例えば, 1 ton の物体が 2 m/s で走行する場合, 17.1 gr のコリオリの力が進行方向に向かって右方に働く。

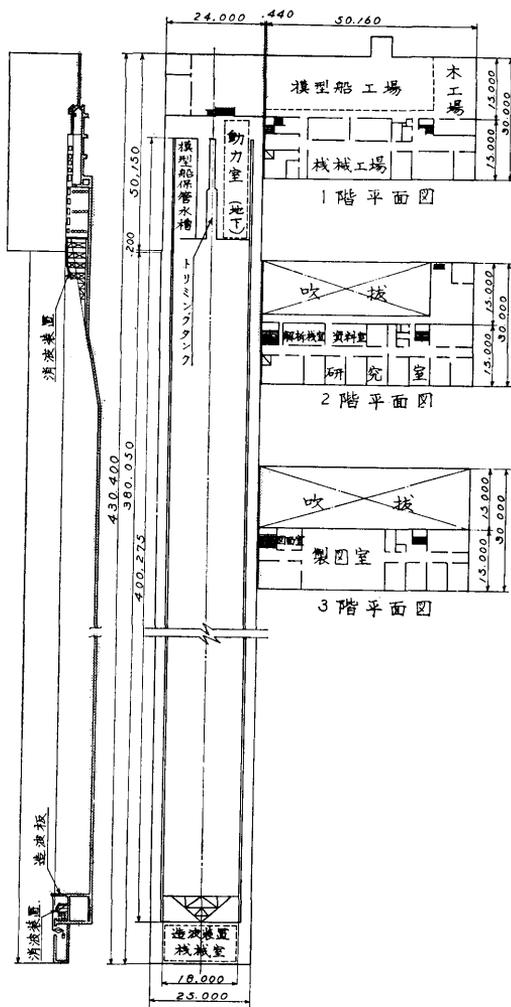


図 3-1 水槽および建屋一般配置図

ないし6mのローム層、1ないし2mの粘土層があることが判明した。また、中間には湧水層はなく、地下水位も地表から7m余りの深さにあり、水槽建設にあたって、水槽底をこの付近まで掘り下げても特殊な排水工事を要しないことが確かめられた。したがって、地表から約6.3mの深さまで土を掘削し、水槽の大部分を地中に埋め、水槽天端（頂部）を地表から2.8mの高さとすることにした。このようにして、約6万トンの水の重量と土圧とをバランスさせ、水槽をローム層のなかに浮かすような格好として、全体として最も経済的な設計を行なった。水槽断面を図3-2に示す。

(124)

掘削は主として機械掘りで、最後の一層約50cmの厚さは地盤を損わぬように手掘りとし、その後直ちに厚さ30cmの捨てコンクリートを施した。水槽の底盤は厚さ30cmの鉄筋入り水密コンクリート製で、長さ20m、幅7mの2列のブロックに分かれている。水槽側壁の強度とレール精度を保持するため、両側壁の脚部にはそれぞれ4列の外径25cmの遠心コンクリート杭合計約3,400本を砂礫層まで打込み、側壁と水槽上屋との共通の基礎とした。この杭の上に捨てコンクリートを施し、幅5m、厚さ60cmの鉄筋コンクリート製の盤状の側壁脚部を打設した。厚さ45cmの側壁とこれを補強する厚さ50cmのバットレスは、側壁脚部の上にこれと一体となるように、逆T字型にコンクリート打ちされている。この側壁および脚部は長さ40mのブロックに分かれている。底盤、側壁および脚部の各ブロックの間には約20mmの間隙があり、打設時に埋込まれた塩化ビニール製の止水板が水密を保ち、この部分がエクспанションジョイントを形成している。

両側壁およびバットレスの上部に、水槽側通路として幅4mのプラットフォームを設けた。この通路の水面寄り、側壁の真上に幅69cm、深さ20cmの溝を全長に沿って設け、その底にあらかじめ山形鋼を2列埋設し、曳引車用のレールチェアーの敷設の準備をした。

水槽北端部付近の水槽底は、消波効果をよくするために端部に近づくにつれて浅くなるような傾斜面とした。北端には全長25mの大小2つのトリミングタンクを直列に、水槽の中心線上に設けた。大トリミングタンクは水面幅2.3m、水深5mの鉄筋コンクリート製で、水面付近に大型の観測窓のほかに、潜水船の実験準備のため直径20cmの観測窓を深い深度まで合計42個設けた。小型トリミングタンクは水面幅1.2m、水深1.0mの鋼板製で、水面付近の観測窓のほかに、タンクの底にも観測窓を設けた。これに伴ない、トリミングタンクの周りには上下2段に分かれた水密の観測室を設け、水中観測が便利なようにした。

トリミングタンクと平行して、その西側に長さ25m、幅5.9m、水深2.5mの模型船保管水槽を設けた。保管水槽の出口、大トリミングタンクの出口、大小トリミングタンクの境目には、それぞれ水密の鋼製扉を設け、いずれも乾ドックとして使用できるようにした。トリミングタンク周りとその東側は平坦な実験

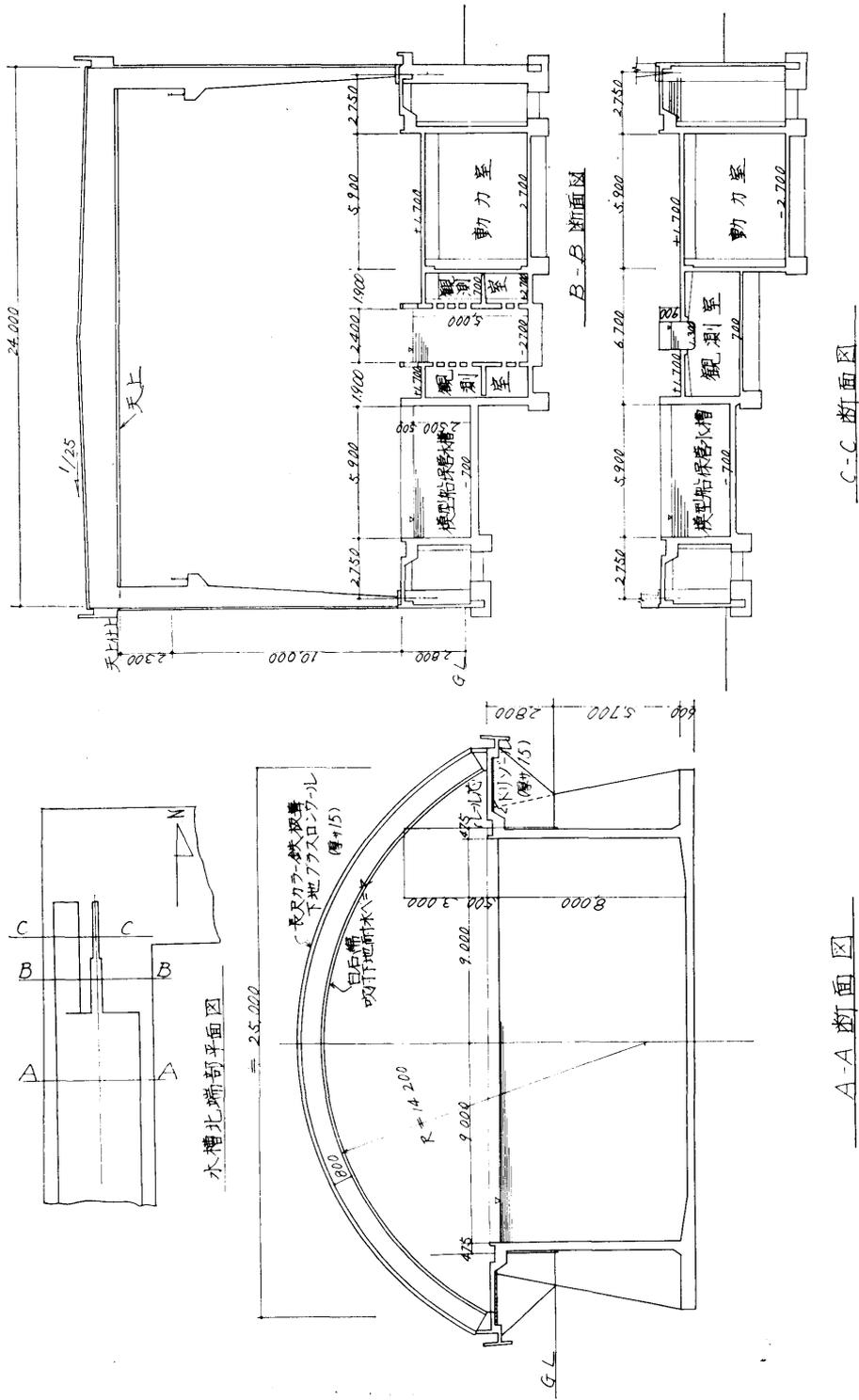


図 3-2 水槽断面図

準備場で広さは約 30m×10m あり、その地下に 30m×5.9m の主動力室を設け、主受変電設備および曳引車用の電源設備を設置した。トリミングタンク周りよりさらに北側にそれより 1.3m 低い 15m×24m の実験準備場を設け、その一隅を計器保管室とした。この実験準備場の床面高さをこれに隣接する模型工場の高さと同じにして、工場から台車により模型船を運搬できるようにした。実験準備場が高さの異なる2つの区域に分かれているが、この付近での模型船、計測機器の運搬には元来クレーンを使用するのであるから、特に不便ということはない。

水槽の南端部には、水深 3.1m のところに長さ 7m のプラットフォームを設け、造波板とその背後の消波装置の支持台とした。水槽南端の南側には 10m×25m のプラットフォームを設け、造波装置の水平連結桿と操作室を置き、その階下を水槽棟南半分を受けもつ副動力室兼造波装置機械室とした。

3-2 水槽棟

水槽の上屋は、北端部を除き、かまぼこ型の鉄骨構造で、水槽側壁上の通路の外側の端を支点とする、半径 14.2m のダイヤゴナル・クロスのトラス組である。80m 毎にエクспанションジョイントがある。トラ

スの外側に断熱板、防水板を敷き、その上にカラー鉄板を張って屋根とし、トラスの内側には白色有孔石綿板を張って天井とした。水槽上屋には窓を一切設けず、蛍光灯の人工照明のみによることとし、これも南端部以外は間接照明とした。窓を設けなかったのは、日光により水槽水に生物が発生したり、また、対流の起ることを防ぐとともに、窓からほこりの入ることを防ぐためである。なお天候変化による室温の急変を避けるとともに、水槽室の暖房効果を良くするためでもある。

水槽北端部および実験準備場には天井高さ 15.1m、長さ 50m、幅 24m の鉄骨構造の実験準備棟を設け、その天井には、模型船の運搬、計測機器の曳引車への搭載用の 5 トンの走行クレーンを設けた。この棟の北側の壁と西側の壁の水銀を避けたところには窓を設け、実験準備場を明るくしたが、照明は主として人工照明で、蛍光灯のほかに水銀灯投光器を設置した。

水槽棟の暖房通風には重油焚きのユニット型温風暖房機を 10 基用いた。このための暖房機械室としては、水槽の西側の隣り合ったバットレスの間を適宜利用した。新鮮空気は水槽東側の屋根の下のフィルター付の取入口から天井裏を通して暖房機に入り、室内に送ら

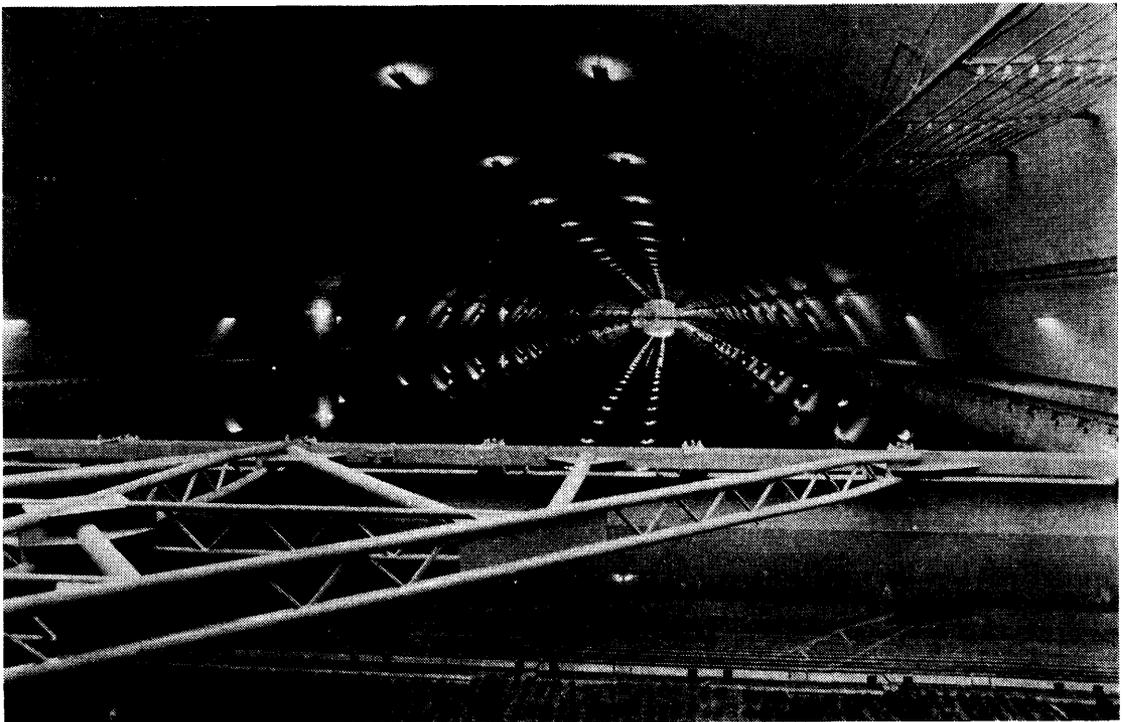


写真 3-1 水槽内部（南端より見る）

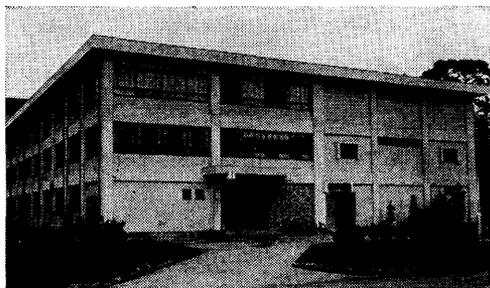


写真 3-2 研究棟

れ、換気は西側の機械室を通じて外部に送り出される。出口にもフィルターをつけ、外部よりほこりの入るのを防いだ。冬期以外は、暖房機のファンによって同じ径路による通風を行ない、天井裏のトラス部の結露を防止し得るとともに、夏期の温度上昇を防止し得る。これらは集中制御盤により遠隔自動操作される。

3-3 工場・研究棟

模型工場、製図室および研究室等のある工場研究棟は建坪 1,500 m² の鉄筋コンクリートの 3 階建である。模型船工場は 750 m² の面積を有し、3 階までの吹き抜けで、これにも 5 トンの走行クレーンを設けた。この工場はパラフィンワックス製の模型船を製作するので、日光を避けるため北側に設けたが、照明としては

蛍光灯と水銀灯の投光器を併用した。模型プロペラ等を製作する機械工場は 1 階南側に設けた。2 階には研究室、解析機室、写真室、資料室等を設け、3 階には研究室、製図室を設けた。この棟も水槽棟と同様に温風暖房機により暖房通風を行なう。写真 3-1 水槽棟の内部を、写真 3-2 研究棟を示す。

4. 曳引車走行用レールおよびチェア等

4-1 まえがき

本水槽において使用する曳引車走行用レールは、この上を走行する曳引車が大型、かつ大重量のものとなるのが予想され、またその敷設長さがかなり長い距離となるので、計画にあたっては次の諸点に考慮を払った。

- 1) 曳引車重量は約 55 トンとかなり重いものとなるのが予想されるため、曳引車走行用レールはその強度、撓み等を考慮し、内外各種のレールの諸元を調査して、可能なかぎり断面係数の大きなものを選ぶ。
- 2) レールの総敷設長さがかなり長く、レールの接続箇所も多いので、継目板の構造は、現場での工事が容易に、かつ精度よく行なえるようなものとし、同時に継目の部分の強度、撓みが継目以外の部分のそれと同等もしくはそれ以上となるような構造とする。

また、レール継目で、溶接部と非溶接部で硬度の変

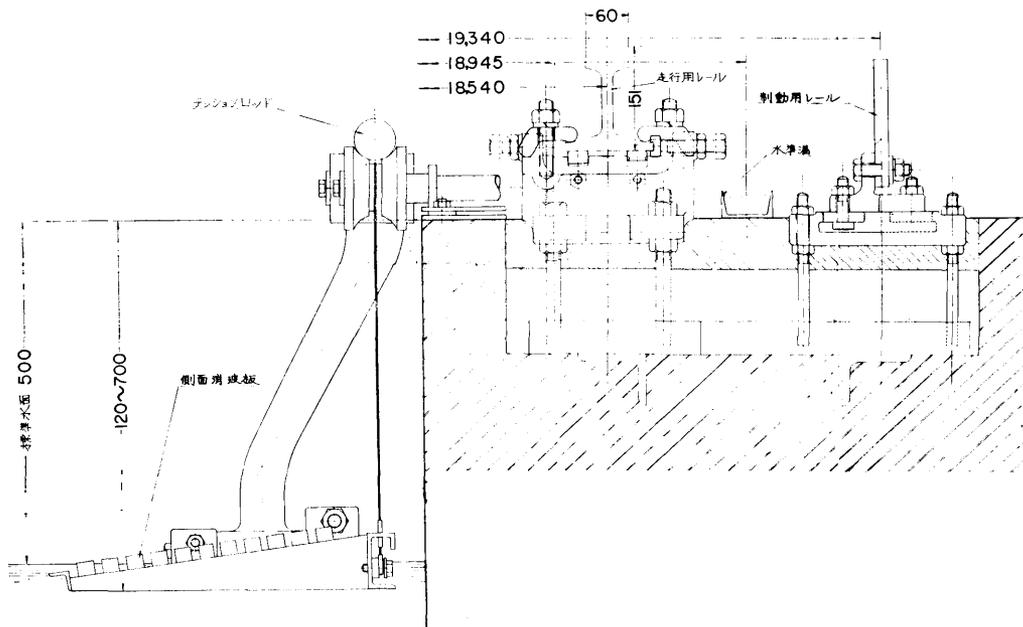


図 4-1 曳引車走行用レール等配置

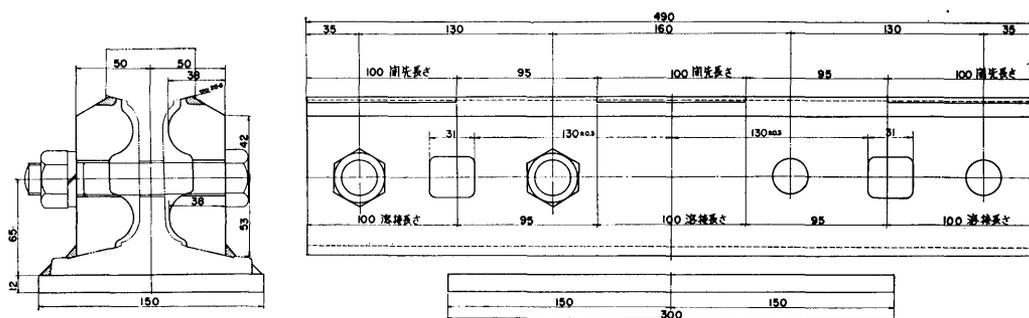


図 4-3 曳引車走行用レール継目板

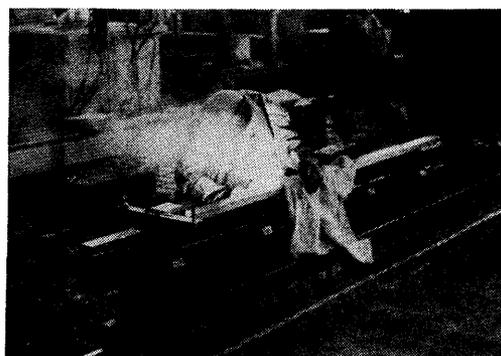


写真 4-2 走行用レールの溶接試験

レールと継目板を溶接して一体とし、レール底面にも継目板を溶接し補強した。なお、現場でレールを接続する場合には、継目板の当て方や締めつけ具合によっては、レールの突き合せ面で上下、左右の食い違いが生じ、現場での作業を困難なものとする恐れがあったため、これをとりのぞく目的でレールと継目板の両者とも、その接触面に機械加工を施した。すなわち、工場において一組のレールを、その突き合せ面で上下、左右の食い違いがない状態に固定し、レールの継目板が接触する部分に浅い溝を設け、継目板とレールとがこの溝によりぴったりと合うように加工して、接続部に食い違いの生じないことを確認し、この一組のレールと継目板に合いマークをうち、現場においてレールを接続する場合には、この組合せを再現することによりレール敷設作業の能率向上をはかった。レールの接続部の詳細を図 4-3 に示す。

レールと継目板の溶接を行なう場合に生じる熱応力による歪については、工場においてレールを現場と同じ状態に敷設して、数回にわたり溶接試験を行ない(写真 4-2)、溶接手順および溶接後に接続部に生じる歪量を調査した。この結果、一組のレールの接続部で

片側のレールの突き合せ面の下部(頭部をのぞき脚部および底部にわたり)に 5/100 mm のぬすみをとリ、接続部にギャップを設け、継目板を当て、コッター、ボルトにより締めつけることにより接続部の頭部にわずかに上向きの変形を与えた。この状態で溶接することとし、溶接後に接続部上面に水平よりもさらに下向きの歪を生じないようにし、溶接完了後わずかに残った上面の歪をグラインダー仕上げして真直とした。

また、接続部の強度がその他の一般部分と比較してどの程度のものかを調べるために静荷重試験を実施した。着力点は接続部、一般部ともに支点の中央で、荷重は油圧ラムで最高 9,000 kg まで加え、その時のレールの撓みを計測した。撓みは、荷重 9,000 kg において接続部で 0.25 mm、一般部で 0.29 mm となり、接続部においても十分な強度を有することを確認した(写真 4-3)。

4-2-4 チェア

試験水槽本体の建設時に、水槽の両側の天端に幅 690 mm、深さ 200 mm の溝をレール敷設のために予め準備しておいたが、この溝の底部に予めめこまれている 2 列の山型鋼に 4 本のアンカーボルトを溶接

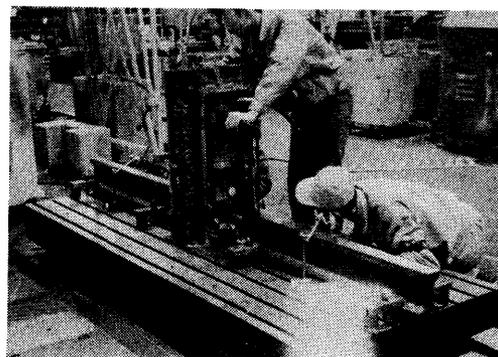


写真 4-3 走行用レール曲げ試験

表 4-2 走行用レールの敷設精度

	高	低	蛇	行	傾	き	東西レール間 の高低差	東西レールの 間隔
東側	±15/100 mm		±1/10 mm		±1/1,000 rad.	±2/10 mm	±1 mm	
西側	±25/100 mm*		±1 mm					

*南端より 50 m の範囲の精度

た、前後、左右 4 台のボギー車の上下移動により生じる曳引車の振動を考慮して、西側のチェアの位置は、東側のそれより 200 mm (チェア間隔・1/4) ずらしてある。

チェアの構造は、レール調整時の取扱いの難易、精度の維持等の面より種々検討し、試作品による調整予備試験等も行ない、上記のような単純な構造を採用し、取り扱い易いものとした。

4-2-5 レールの敷設

レールの敷設精度を表 4-2 に示す。レールの敷設精度の計測は、レール上面の高低に関しては、レール上面と水準溝の基準水面間の高低差を触針型デプスマイクロメーターにより計測し、側面の蛇行に関しては、水槽長さ 400 m にわたって線径 0.5 mm のピアノ線を張り、(約 10 ケ所で、水を満した容器にうかべたフロートによりピアノ線を支持した) レール側面とピアノ線間の距離をインサイドマイクロメーターにより計測し、レールの傾きに関してはレール上面に長手方向に直角に精密水準器 (0.1 mm/1 m) を置いて計測した。

ただし、西側レールの蛇行は、東側レールを基準として、レールスパンゲージにより東西レール間隔を計測して確かめた。なお、本水槽は 400 m の長さがあるため、計測の場所的な時間のずれが問題となるため、高低に関しては、東側最北端のチェアを基準点として 1 日数回、基準値の確認を行なった。また、400 m の長い距離にわたってピアノ線を張りわたした場合にピアノ線自身の直線性が完全に保たれるかどうかという点も問題になり、ピアノ線の直線性の時間的な変化の有無、ピアノ線のかわりにナイロン線を用いた場合の利点等を調べたが、ナイロン線は張力が弱く復元力が不十分であるので不適当であり、結局は、計測中に水槽室内に風の入るのを完全に断ち、ピアノ線に十分な張力をかけ 400 m の中央でピアノ線を左右に動かし、整定したところで、400 m の途中 3 ケ所でピアノ線を固縛するのが良いとの結論に達した。

4-3 強制制動用ブレーキレール

4-3-1 ブレーキレール

曳引車の強制制動を行なうのに曳引車走行用レールの側面を利用するのは、曳引車走行用レールの精度維持、制動効果よりみて得策ではないので、水槽東西の天端上の曳引車走行用レールの外側に、曳引車強制制動用のブレーキレールを敷設した。ブレーキレールは高さ 185 mm、厚さ 19 mm、1 本の長さ 4.8 m の平鋼で、制動効果がよくなるように、その表面に機械加工をほどこさず、黒皮取りのみとした。

4-3-2 ブレーキレールの接続

ブレーキレールは、その接続部を X 型開先継手として両面溶接により接続し、溶接完了後に盛り肉の部分をグラインダーにより仕上げて平らにした。ブレーキレールの溶接においても、接続部の溶接歪による曲りが心配されたため、工場において溶接試験を行なった。すなわち、写真 4-6 にみられるような治具を製作し、これによりレールを固定して溶接したが、自然冷却後に曲りを調べた結果、溶接による曲りはほとんどみられなかった。

4-3-3 チェア

ブレーキレール用のチェアは、曳引車走行用レールチェアと同様、前記水槽天端上の溝内に既設の山形鋼に溶接された 2 本のアンカーボルトで支持され、敷設

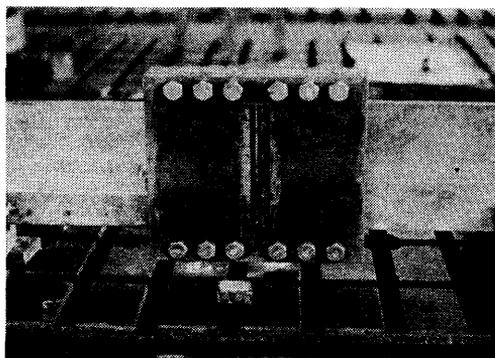


写真 4-6 ブレーキレール接続部

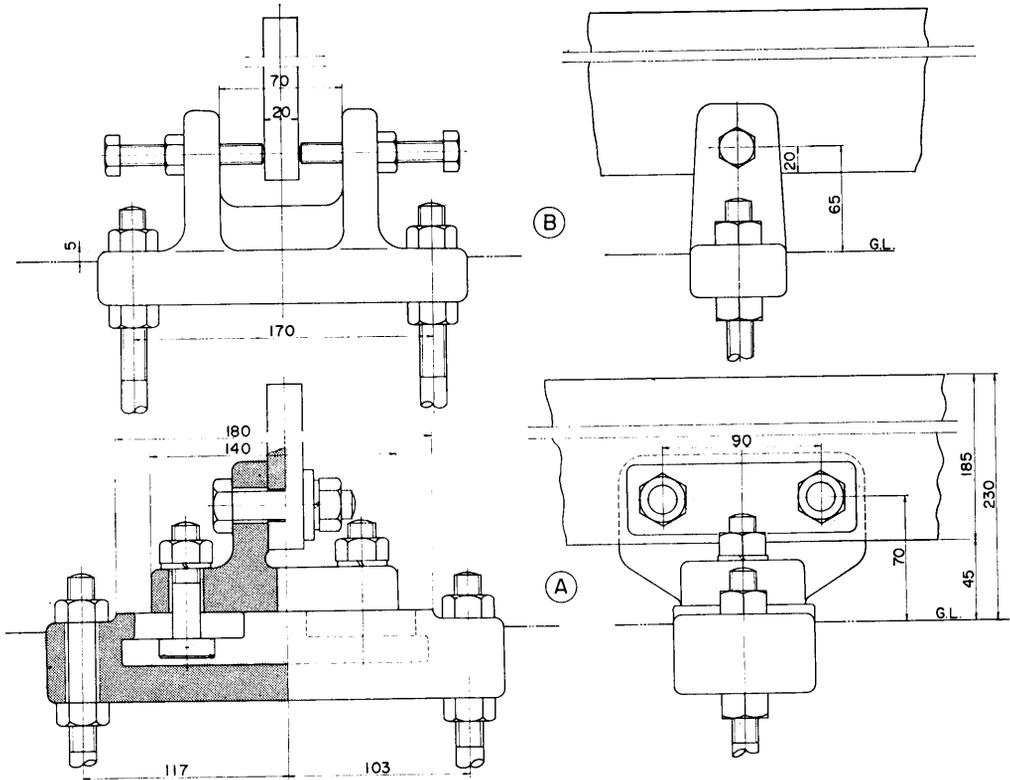


図 4-5 ブレーキレールチェアー

表 4-3 ブレーキレールの敷設精度

高	低	蛇	行	傾	き	東西レール間 高 低 差	東西レール 間 隔
±1 mm		±2/10 mm		±2/1,000 rad.		± 1 mm	±5/10 mm

初期のチェア自身の高低、傾き、蛇行等の調整は、このアンカーボルトにより行なわれた。

チェアの構造は図 4-5 に示されるように、A、B 2 種類あり、A 型はレールを支持し、レールの蛇行および傾きの調整が可能で、B 型は押しボルトによりレールの側面を押さえ、蛇行の調整のみが可能な構造となっている。なお、A 型による高低の調整はライナーにより行なう。

4-3-4 レールの敷設

ブレーキレールの敷設を行なう場合に、チェアを先

に固定してしまうと、レールにあけてある取付穴とチェアのボルトの位置がずれる恐れがあるために、チェアにレールを取り付けた状態で敷設した。ブレーキレールの敷設精度を表 4-3 に示す。この敷設精度の計測は、レールの高低に関してはレール上面と水準溝の基準水面との間の距離を触針型デプスマイクロメーターにより計測し、側面の蛇行に関しては曳引車走行用レールの頭部側面を基準とし、これとブレーキレール側面の間の距離をインサイドマイクロメーターにより計測し、また、傾きに関してはレール側面に精密水準器

表 4-4 水準溝の敷設精度

高	低	蛇	行	傾	き	東西溝の間 高 低 差	東西溝の間隔
±2 mm		±2 mm		±1/20 rad.		±5 mm	±5 mm

(0.1 mm/1 M) をあてがって傾きを計測した。

4-4 水準溝

曳引車走行用レールとプレーキレールの間にレール高低計測用基準水面をつくる水準溝を敷設した。水準溝は幅 75 mm, 高さ 40 mm, 長さ 4.8 m のみぞ型鋼を溶接により縦方向に接続して作り, 東西両水準溝は南北両端において塩化ビニールパイプの連通管を接続し, 東西両水面が同一高さになるようにしてある。水準溝の敷設精度を表 4-4 に示す。なお, 水準溝は, 将来の水槽の地盤沈下を考慮して, 水槽天端上に埋めこまず, 支持棒により天端上約 10 mm の位置に敷設してある。

4-5 ストッパー

東西曳引車走行用レールの南北両端に曳引車暴走停止用のストッパーを設置した。ストッパーは, バネ油圧式のもので, 曳引車が初速 0.5 m/s で衝突した場合, 0.25 m の距離で停止する容量を有する。

5. 曳 引 車

5-1 計画概要

曳引車の設計にあたっては, 現在船型試験水槽において行なわれている種類, 内容, 規模の実験はすべて実施できることが必要であり, また将来考えられる実験についても十分予想をたて, 曳引車の計画に折込む必要がある。したがって, 船型に関する実験的研究の基礎, 応用, 開発, 評価等にわたる実験, およびこれらの付随的, 派生的な実験等がすべて行なえるように考慮し, いわゆる船型研究実験に関する多目的実験装置としての曳引車を造る計画を立てた。最近, 実験も多様化し, 計測技術も急速に進歩しているので, これらに即応させるように計画時に多大の努力が払われた。特に多目的に対する適応性, 使用の容易さ, 実験計測作業の簡素化, 能率向上, 安全合理化などを計るために, 構造, 一般配置, 艤装等に対して多くの検討が加えられた。

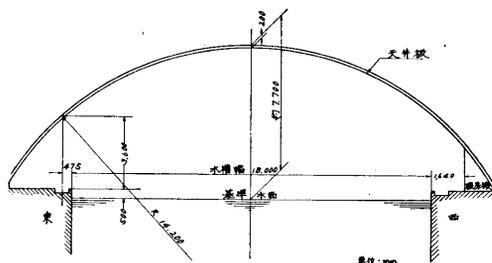


図 5-1 水槽の断面形状

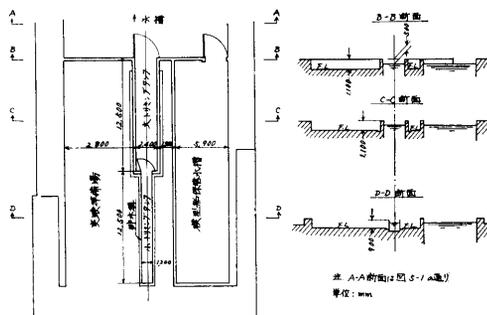


図 5-2 トリミングタンクとその周辺

5-2 基本計画

5-2-1 基本寸法等

水槽の断面形状, 水槽の主寸法 (水面幅, 水面の高さ, 水面の計測有効長さ等), トリミングタンクおよびその周りの寸法, 配置等は図 5-1, 図 5-2 に示すとおりである。本水槽で使用される供試模型船の最大寸法と曳引車に搭載する機器類を考え合わせれば, 曳引車の計測部の有効長さとは有効幅, 水面から計測機器据付けレベルまでの高さ, 床の有効面積と大略配置等がおおよそ決まる。

5-2-2 形状

強度, 重量などを一応考慮して 5-2-1 で考えた制約条件のもとで, Artist's impression 的に平面や正面の形状を種々描いたり, また, これに国内, 国外の曳引車を参考にして検討を加え, 形状の決定をみるまでには 3 ヶ月近くの日時を費やした。

5-2-3 主構造方式

主構造を決めるに当って, 構成主桁の構造に関してはプレートガーダ, トラス構造等にした場合について検討したが, 主としてスパンの長さや重量の点からトラス構造からなる主構造を採用することにした。

立体のトラス構造は, 制動力等の水平力に対する強度, 局部振動を起しやすい点, 振動の伝播に対して減衰性のやや悪いこと, 固有振動数の初期推定が困難なこと, など色々な観点から問題となる面もなかったが, その反面, 利点としては重量が軽くでき, 安価であり, 設計や工作が比較的容易であり, 実験者の動作線が平面内に収めることができる。また, 国内外の大水槽の曳引車がほとんど金属パイプを使ったトラス構造を採用しており, また, 以前に目白の第一水槽の曳引車を同構造で製作して支障のない結果を得ているので, 今回もトラス構造を採用することにした。

表 5-1 鋼管とアルミ管の比較

	撓み量を等しく押えたときの構造重量比	単位重量当りの価格比	溶接継手効率(%)
一般構造用鋼管 STK-41	1	1	100
耐蝕アルミ管 A2T2-0	1.01	3	90

5-2-4 主構造材料

強度部材として、形鋼、円管、形管の3種について重量当りの断面係数、部材結合の方法、市販品の寸法種類、工作の難易、価格、美観等の面から比較検討した結果、主構造の大部分に円管を使用することにした。材質としては、アルミニウム管と鋼管が考えられるので、両者の強度、撓み、重量、価格についての推定計算を行った。その結果を表5-1に示す。アルミ管を用いる主目的は重量の軽減であるが、同表からわかるように、ほとんど同一重量になったので、価格、工作の面から鋼管を採用することになり、結局一般構造用の電綫鋼管(STK-41)を使用することにした。

ただし、駆動部、実験計測区域その他の一部には、必要に応じてSS-41の鋼板、形鋼を使用することにした。

5-2-5 最高速度および速度範囲

高速走行は、水中翼船、滑走艇等の高速実験を可能にすることは勿論であるが、摩擦抵抗に関する基礎実験にとって大いに必要であり、レイノルズ数を可能な限り上げることが望まれる。水槽の長さと加速・減速距離との関係および最高速度における計測時間から本水槽における最高速度が求まるが、以上の関係を検討した結果、最高速度を15m/secと決定した。

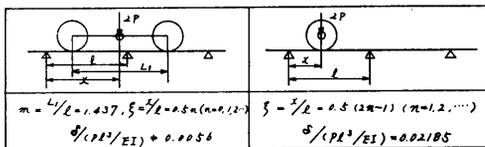


図 5-3 ボギーと単車輪の比較

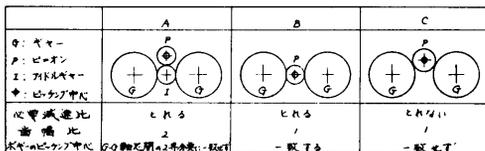


図 5-4 駆動方式の比較

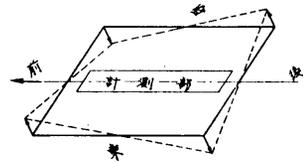


図 5-5 レール撓みによる曳引車の上下変動

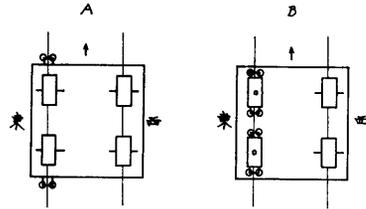


図 5-6 ガイドローラの取付け方式

5-2-6 駆動方式と駆動部自由度

レールの撓みからくる曳引車上下振動を極力小さくすること、車輪にかかる荷重を少なくすることなどから曳引車4隅の駆動部はそれぞれ2車輪ボギー方式とした。レール、チェアーの材料および構造と駆動部にかかる荷重を同一にしたとき、ボギー車軸間隔とレールチェアー間隔の比を最適に選んだときのボギー支持軸の上下移動量と単車輪方式としたときの車輪上下移動量を図5-3に示す。また、レール幅、車輪直径も種々の制約からあまり大きくとれないので、車輪数を2倍にして車輪に加わるヘルツ応力を減少させる必要もあった。曳引車4隅の駆動部にそれぞれモータを1台ずつ配して全輪駆動を行なうことにした。減速方式としては図5-4に示すA、B、Cの3案につき必要減速比、ピニオンの歯圧と歯幅の関係、ボギーの縦揺れ(ピッチング)回転中心の位置などの点から検討した結果、B案に決定した。駆動部の自由度については、ボギー方式を採用するねらいから4隅の駆動部全部にピッチングの自由度を与えた。さらに、レールの撓みからくる曳引車の上下変位を図5-5のような状態で受けるようにすれば、曳引車中央の計測部はレール撓みによる上下変動の影響を殆んど受けないようにでき、また、曳引車の走行に伴う外乱の強さを小さくし、また振動数をあげることができる。前後方向にはレールチェアーに対して駆動部の前後間隔を図の状態になるように選び、また東西方向には、東西のレールに対してチェアーの位置をずらして図の状態になるようにした。駆動部の横揺れ(ヨーイング)自由度については、最も苦慮した点であるが大要図5-6の方式を検討した。

表 5-2 曳引車の要目等

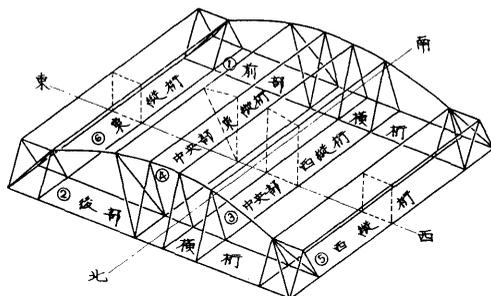
幅 (部材心間)	19,340 mm
長さ (")	16,900 mm
高さ (")	3,800 mm
トリミングタンク天端より 主桁下弦材下面までの高さ	350 mm
計測区域 長さ×幅 (部材心間)	11,310×2,640 mm
鋼構造重量	約 35 ton
常備重量	約 50 ton
最高速度	15 m/sec

レールの蛇行からくる曳引車の横振れを出来るだけボギーで吸収させるためにB方式を採った。

5-3 主要寸法等

種々検討の結果、曳引車の主要寸法等を表5-2のように決定した。表中の計測区域とは、曳引車中央部の模型船等を取付ける区域のことで、この区域には部材等の障害物は一切設けられていない。常用模型船の長さを10mまでとし、それより大きな模型船の場合は曳引車の後部に取付けた補助レールを使用するようにした。高さは、前・後横桁(後述)のアーチ型上弦材と水平下弦材との間隔である。本曳引車の前・後横桁は2等辺三角形の断面をもつアーチ型立体桁であるが、計算の結果、所要撓み内の強度をもたせるためにはこの高さを4,100mmないし4,200mmにすると重量が最小となった。しかし、工場における製作組立後さらに分解して現地に輸送する場合の制限から、これを3,800mmとした。常備重量は、内外の大水槽の曳引車を参考にして計算したものであり、鋼構造重量として約35tonにおさめることを目標とした。

5-4 鋼構造部と強度計算



---- 断面形状を示す。

図 5-7 曳引車の構成主桁

5-4-1 主桁

本曳引車の主要構造は図5-7に示すように6つの立体トラス桁で構成する。各桁を構成する部材は桁の面で力学的に完全に閉じたものとした。

- ① 前部横桁
- ② 後部横桁

①と②は、水槽幅をまたぐ橋桁をなすものであり、前後に間隔をもって配置された。断面は2等辺三角形、正面はアーチ型をなしいわゆるポーチトラスである。

- ③ 中央部西縦桁
- ④ 中央部東縦桁

③と④は①と②を中央部で結合するほか、この2つの縦桁で計測部を構成するものである。③と④の断面形状はそれぞれ矩形と倒立した略直角三角形である。中央部の縦桁を③④の2本の桁で構成した理由は、計測機器の取付け用レールを別々に支持して曳引車中央部の模型船取付け位置には上下、前後方向ともに全く障害物のない空間を大きくとるためであった。③の内部は、計測床として利用し、④はトリミングタンク横の床上から実験準備作業が容易に出来るように逆三角形とした。これは、目白第一水槽曳引車に用いた方式であり、以来他の試験水槽でも採用している。

- ⑤ 西縦桁
- ⑥ 東縦桁

⑤と⑥は①と②の両端相互を結合させるとともに、加速、減速時などの水平力に耐える構造とし、両桁の外側下弦材は形管であり、これに制動装置が取付けられている。また、これらの桁内部の床面には動力用、一般電源用の諸装置を据付けたり、後述する空調室に利用した。断面形状はいずれも同一寸法の矩形とした。

5-4-2 部材結合

部材の結合部は、場所によっては1ヶ所に7~8本

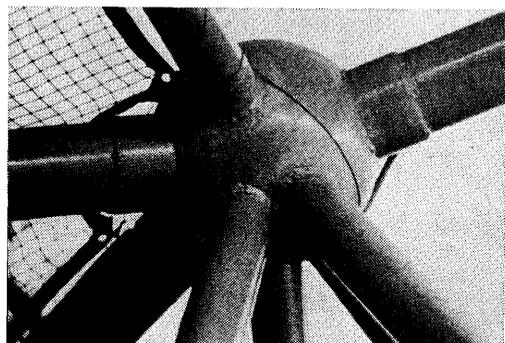


写真 5-1 球継手

のパイプが集合する個所もあり、この結合を出来るだけコンパクトにまとめ、しかも、結合部の局部モーメントの発生を防ぐため、球体を介して部材を一点に集中するようにした。結合部はすべて電気溶接で接合された。引張力の作用する主要部材の結合部は非破壊検査を行なって万全を期した。部材結合部の1例を写真5-1に示す。

5-4-3 強度計算

強度計算は大要つぎの方針で行なわれた⁶⁾。

(1) 曳引車仕様

曳引車全備重量	約 58,000 kg
走行速度	0~15 m/sec
最大減速度	0.7 g

(2) 荷重種別

(2-1) 鉛直荷重 桁自重, 搭載機器の分布荷重
計測部計測機器の集中荷重
計測部上方を走行するホイストの移動荷重

(2-2) 水平荷重 加速時あるいは、制動時の水平力
曳引車の横振れを考慮したときの水平力
風圧抵抗力
模型船等の抵抗力
レール, トロリー等の摩擦力
曳引車の特殊使用による付加水平力

(3) 荷重組合せ

曳引車に作用する各外力(鉛直荷重, 水平荷重)をそれぞれ算出し, 長期荷重と短期荷重に分け, 外力の組合せを行って部材の応力を算出した。

(4) 荷重係数

荷重係数をつぎのように仮定した。

静荷重係数 $\varphi=1.2$

動荷重係数 $\varphi=1.4$

(6) 使用材料

一般構造用鋼管 第2種 STK-41

” 鋼板 第2種 SS-41

(6) 許容応力 長期荷重に対しては $\pm 14 \text{ kg/mm}^2$
短期荷重は長期荷重の 30% 増し

(7) 水平荷重としてはトラス底面に生じる動荷重に対してのみ計算した。

(8) 搭載機器は各車輪荷重ができるだけ等しくなるようにその分布を想定した。

(9) 中央計測部のホイストによる荷重は 1.3 ton の移

動荷重とした。

(10) 加減速時の水平力としては最大制動力で代表させた。

短期荷重 0.7g : 前進時のみ

$$\left(\begin{array}{l} 0.7 \text{ g} = \text{非常制動力 } 0.4 \text{ g} + \text{強制} \\ \text{制動力 } 0.25 \text{ g} + \text{スプリング制動} \\ \text{力 } 0.05 \text{ g} \end{array} \right)$$

長期荷重 0.35g : 前後進時

$$\left(\begin{array}{l} 0.35 \text{ g} = \text{強制制動力 } 0.25 \text{ g} + \text{通} \\ \text{常制動力 } 0.1 \text{ g} \end{array} \right)$$

(11) 計測機器の搭載による集中荷重は曳引車中央部に 3 ton と予想し, この集中荷重による荷重点の撓みが 3 mm 以内になることを目標にした。

(12) 風圧抵抗は, 風力係数を 0.5~1.6 とし風速 15 m/sec 時の計算を行ったが単位面積当りの風圧荷重は他の荷重に比べて非常に小さくなったため強度計算では省略した。

(13) 模型船等の供試物体の抵抗力としては大型没水体の場合を考えて推定計算を行なった。

(14) 曳引車の横振れによって生じる水平力は, ガイドローラを反力点として作用するものである。通常に用いられる制動によって受ける車輪圧の 10% とし計算に入れた。

(15) 特殊使用による附加水平力としては, 主として補助台車を曳引する場合, 補助台車重量約 6,000 kg と仮定し, 補助台車を曳引しながら曳引車側で最大減速度 0.4 g をかけたときの状態で計算した。ただしこの荷重は前部横桁の下弦材だけに作用するものとした。

(16) 弦材, 腹材等で大きな圧縮力の作用する部材については坐屈応力を計算した。

(17) レール, トロリーの摩擦力は推定計算の結果, 他の荷重に比らべて非常に小さかったので省略した。

(18) 重量軽減を計るために, 応力に応じて各部材の断面寸法を選んだ。

以上の手順で計算した結果, その 2, 3 を挙げるとつぎのようになった。

○重心位置 : 曳引車中心より西側へ 0.19 m

後側へ 0.04 m

○4隅のボギーにかかる荷重の最大差 : 771 kg

○応力 : 前・後部横桁の中央部下弦材が最大値を示したが, 短期と局部曲げの両応力の和で 13 kg/mm^2 となった。

○撓み量 : 中央部に集中する 3 ton の荷重に対し,

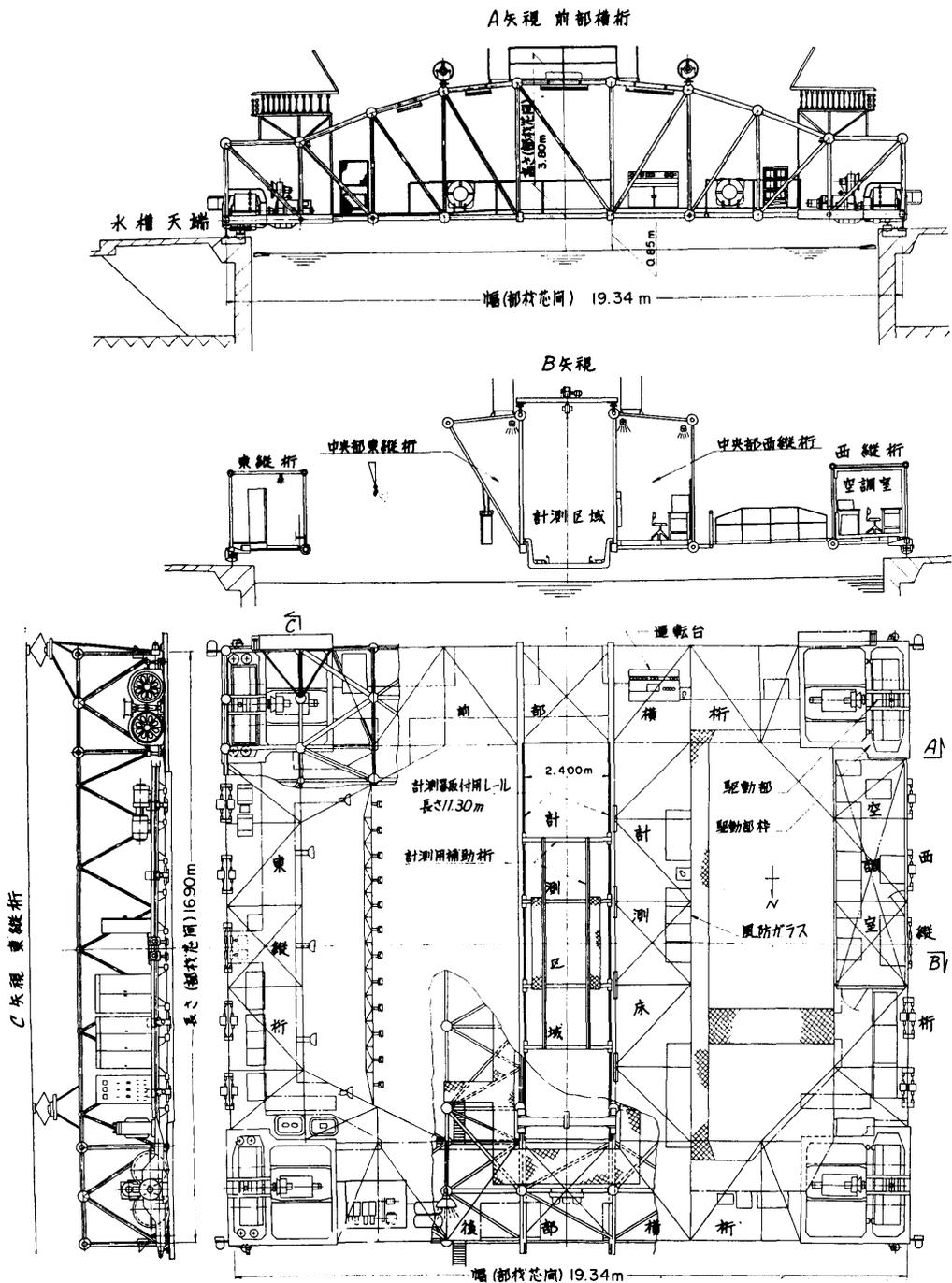


図 5-9 曳引車の一般配置図

その位置で局部撓み+中央部縦撓み+前後横撓み $= (0.32+1.6+0.83) \text{ mm} = 2.75 \text{ mm}$ となった。

最終的に決定した部材寸法を図 5-8 に示す。

5-5 一般配置

一般配置を決めるに当っては、計画概要に述べた点が実現出来るように特に慎重に、十分検討された。その結果、大要つぎの特徴を備えたものとなった。(図 5-9 曳引車の一般配置図を参照)

- (1) 主桁内の空間はほとんど障害物を作らないようにしたので実験作業の空間としても、諸機器の設置面積としても、通路面積としても余裕のある利用が可能となった。
- (2) 床は一部を除いては、すべて同一高さにして幅も十分にとったので、床上の作業が容易であり、せま

さを感じさせない。床はどの個所も必要に応じて取りはずしが可能となっている。

- (3) 西縦桁内に空調室を設け、計測処理装置等を収納した。
- (4) 曳引車上の四周に床が設けられているので、どの個所でも歩いて行くことが出来る。このため実験の準備とか曳引車の点検には便利である。
- (5) 中央計測部と東縦桁間に広い空間をとったので、東縦桁の床から模型船等の実験状況がきわめて観察しやすい。
- (6) 中央計測部は上下、前後方向とも障害物がなく、模型船、計測機器の着脱、測定作業が容易である。
- (7) 中央計測部の上方四周に 5-15-6 に示す屋上フロアを設け、クレーンによる計測機器の積降し作業を容易にした。

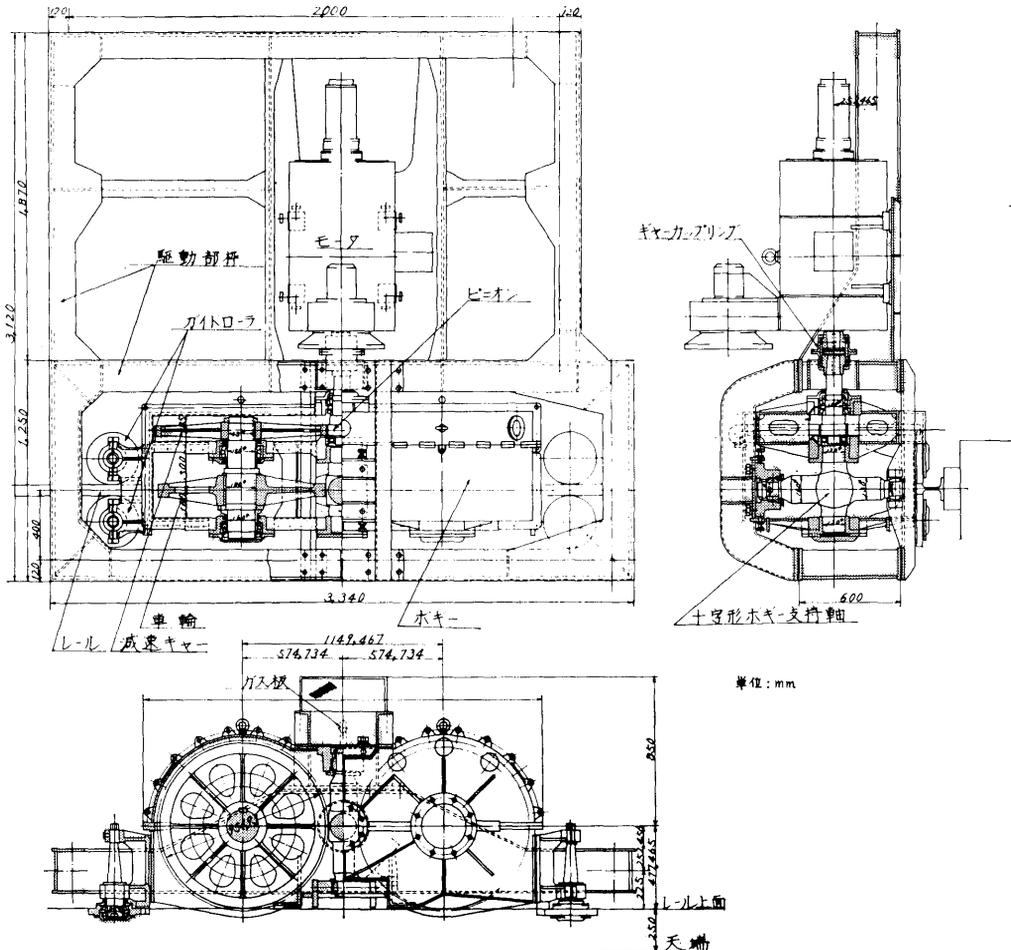


図 5-10 駆動部 (東側のものを示す)

- (8) 中央計測部の上方にホイストを設け、計測機器の着脱、あるいは移動が容易に行なえるようにした。
- (9) 西縦桁と中央部西縦桁間に橋を設置し、西縦桁内の空調室と中央計測部間の連絡を便利にした。
- (10) 計測器取付け用レールの間隔は、大トリミングタンク幅にほぼ等しく、大型模型船および大型計測機器を対象にして 2,400 mm としたが、これだけでは小さい模型船の実験などの小まわりの実験には不便であり、5-9-2 に示す計測部補助桁を設けてこれらの実験が容易に行なえるようにした。

5-6 駆動部

5-6-1 概要

曳引車 4 隅に配置され、この 4 組の駆動部で曳引車全重量を支持させる。駆動部は図 5-10、写真 5-2 に示すように駆動部枠の中に納められており、ボギーとモータおよびカップリング等から構成される。ボギーを構成する車輪の車軸間隔 L_1 および前後のボギー間隔 L_2 は図 5-3、図 5-5 および付録 A-2 にもとずいて

$$L_1 = m \cdot l$$

$$m = 1.437, l = 800 \text{ mm} \quad \therefore L_1 = 1,149.467 \text{ mm}$$

$$L_2 = \left(n + \frac{1}{4}\right)l$$

$$n = 17, l = 800 \text{ mm} \quad \therefore L_2 = 13,800 \text{ mm}$$

とした。

ガイドローラは図 5-6B のように東側各ボギーの前後に取付けた。前述のとおり東側ボギーはピッチング、ヨーイングの行なえる自由度 2 であり、西側ボギーは自由度 2 をもつ東側ボギーと全く同じ構造であるが、ヨーイングを完全に拘束せず、弾性体（たとえば耐振ゴム等）を用いてバッファの働きをさせ、ボギーに若干のヨーイング運動を許す構造とした。東側ボギーの長蛇行運動によって西側車輪はレール面との間に進行方向と直角な迂り力を受け、この力が横主桁の伸縮力

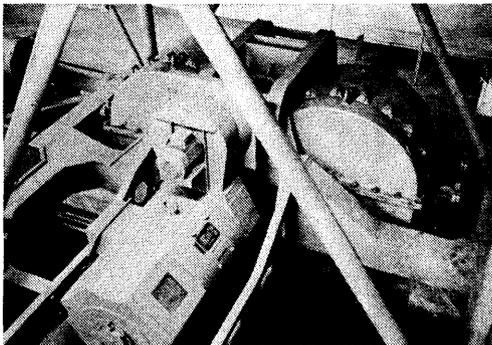


写真 5-2 駆動部 (駆動部枠, ボギー, モータ)

(140)

と等しくなったときに迂りを生じる。この迂りによって起きる衝撃的な力を出来るだけ緩和するために上記の試みをおこなうこととした。しかし現在はこの弾性体部にニードルベアリングを挿入して、ピッチングのみを許し、ヨーイングは完全に拘束して使用している。

5-6-2 動力の伝達

モータをボギーから切離すか、あるいはボギーと一体化した構造にするかの問題で、長い検討期間を要した。モータをボギーと一体化したときの長所はモータ軸とピニオン軸が直結でき、ボギーが運動しても動力伝達に無理が生じないし、また継手を必要としないからバックラッシュを起す個所が 1 ケ所減じる。欠点はモータの支持台がボギー側面に取付けられる結果、ボギー重心が車輪から大きくはずれてボギーのヨーイングモーメントが大きくなり、また駆動部の構造が複雑になる。モータをボギーから切離したときの長所は、モータは別個に取付けられるので、ボギーはボギー単体で運動ができ、その重心を車輪に近くおくことができる。その結果ボギーのヨーイングモーメントが小さくなり駆動部の構造も比較的簡単になる。欠点は、ボギーの運動によって軸継手に無理を生じる可能性をもつとともに、バックラッシュを生じる可能性をもつ。

モータをボギーから切離したときに軸継手に要求される条件は、ガイドローラの最大変位を 0.2 mm としたとき、モータ軸とピニオン軸との変位角は大略 $1.5 \times 10^{-4} \text{ rad.}$ であり、この変位角によっても $230 \text{ kw} \times 1,800 \text{ rpm}$ の動力を強度的に無理がなく、しかも動力と回転数に変動を起さないように伝達することが可能で、しかも速度自動制御の観点からバックラッシュは 0.32 deg 以下ということで、この条件を満足するものとして大阪製鎖造機(株)の特 GC-1080 型ギヤカップリングを見出したので、この軸継手を使用してモータをボギーから切離すことにした。

5-6-3 構成部分の説明

5-6-3-1 車輪

車輪の要目を表 5-3 に示す。後述する補助台車の車輪も同じ仕様にし、余備 1 個を含めて計 13 個を製作した。硬度はレール面の硬度よりやや少ない値とした。周側面は芯出しの際の前後見通し用として入念に仕上げられた。

5-6-3-2 減速歯車

減速歯車の要目を表 5-4 に示す。モータは高速回転になるほど軽量になるが、自動速度制御の観点からバックラッシュを少なくするために、一段減速が望まし

表 5-3 車輪要目

円周長さ	(3000±0.12)mm
直径の誤差	(±1/25000)×直径ただし15°Cにおいて
軸偏心誤差	"
踏面幅	レール幅+(20±0.1)mm=(80±0.1)mm
踏面硬度	Hs 50~55 (中周波焼入れ)
材質	シリコンマンガン鋼

表 5-4 ビニオン・ギヤー要目

	ビニオン	ギヤー
モジュール	2	
歯数	81	488
減速比	6.0247	
種類	シングルヘリカル	
歯幅	60 mm	
材質	SCM 3	リム SNC 2 } スポーク SS41 } 溶接 ボス S 35 C }
硬度	H _B 269~321	H _B 248~302
歯切精度	JIS-1 級	

い。本曳引車は1段減速でその減速比は約6とし、曳引車速度 15 m/sec でモータ回転数は 1,800 rpm になるようにした。ギヤー軸は車輪軸と一体をなし、車室隔壁によってギヤーは油密室の中に油漬けとなっている。

5-6-3-3 十字型ボギー支持軸

十字型ボギー支持軸は図 5-10、写真 5-3 に示すよ

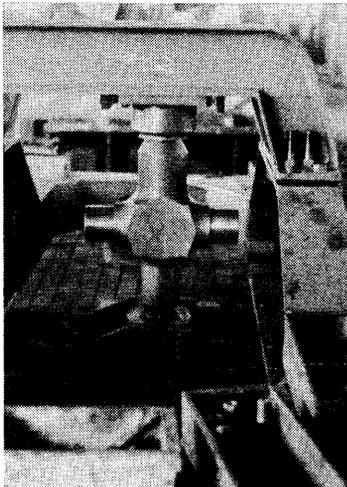


写真 5-3 十字型ボギー支持軸

うに、曳引車の重量をボギーに伝えるとともに、ボギーのピッチング、ヨーイング運動に対する回転軸となっている。材質は SF 50 である。

5-6-3-4 軸受け

ビニオン軸の軸受けには、前面突合せの円錐コロ軸受けと円筒コロ軸受けを使用した。ギヤー軸は車輪軸と一体であり、軸受けは球面コロ軸受けを、十字型ボギー支持軸の軸受けには平軸受けと特殊球面コロ軸受けを使用した。

5-6-3-5 ガイドローラ

ガイドローラは曳引車東側の2つのボギーのそれぞれの前後に1対ずつ取付けられた。レール上部の両側面を向い合せに配置された1対のガイドローラではさむ構造になっており、本ガイドローラで曳引車の直線走行の精度保持をはかった。ガイドローラの荷重はつぎの考え方で求めた。すなわち、曳引車の蛇行走行によってガイドローラにかかる最大水平力は車輪とレール間の摩擦力の限界であるとすれば、ガイドローラ1個当りの荷重は 2,450 kg となる。強度計算にはこの値を使用した。

ガイドローラの材質は S 45 C、直径 300 mm、踏面幅 25 mm、踏面硬度は H_B 200~250、軸の材質は SF 50、軸受けは円錐コロ軸受けである。なお、本ガイドローラは固着式であるが、ローラ軸の偏心によって、ローラとレールとの間隔 (0.1~0.15 mm が普通状態である) を 3 mm 以内の範囲で精密調整が可能となっている。万一ガイドローラが破損した場合を考慮して、脱線防止金具がボギーごとに2個取付けられている。なお、脱線防止金具は西側前後端にも1個ずつ取付けられている。

5-6-4 駆動部における各軸の組立て精度

西側ボギー (自由度はピッチングのみ) においては、車軸および十字型ボギー支持軸の横軸の水槽中心線とのなす直角取付け精度、および上記の両軸の水平取付け精度はそれぞれ 90°±5°、±5° 以内、また十字型ボギー支持軸の垂直軸の鉛直取付け誤差は ±5° 以内にすることを目標とした。東側ボギー (自由度はピッチング、ヨーイングの2をもつ) においては、ボギーを基準状態 (ボギー縦中心線を水槽中心線と平行にした状態) においたとき西側ボギーで規定した総ての精度と全く同じ精度に取付けることを目標にした。また車輪の踏面と車輪軸との平行性も ±5° 以内に規定した。

5-6-5 駆動部枠の強度計算

駆動部枠は、図 5-10 に示すとおり、曳引車の強度

ューにより制動用レールを両側から締めつける。制動弁レバーの操作角度により空気圧を加減して 0~0.25 g の間の任意の制動力を得る。作動概略図を図 5-11 に示す。

5-8-2-2 設計条件

設計は下記の条件を考慮して行なわれた。

曳引車重量 $W=58,000 \text{ kg}$

制動加速度 $\alpha=0.25 \text{ g}$

- (1) 必要最大制動力 (Fb) はつぎのようにして求められる。

$$Fb = \frac{W}{g} \cdot \alpha \approx 14,500 \text{ kg}$$

したがって、8組の制動装置を用いるとすれば1組当たり 1,813 kg の制動力を出す必要がある。

- (2) 1枚のシューに作用させるべき締めつけ力 (Pb) は、シューの摩擦係数 (μ) を 0.32 とし、 Pb を制動レールの両面から作用させることを考慮すれば $Pb = \frac{Fb}{8} / (2\mu) = 2,833 \text{ kg}$ となる。
- (3) 制動シリンダーの出力 (Fc) はつぎの通り。

$$Fc = P \cdot A$$

ここで P : 使用最高圧力 (kg/cm^2)

A : シリンダー断面積 (cm^2)

$A=28.3 \text{ cm}^2$, $P=120 \text{ kg}/\text{cm}^2$ の制動用油圧シリンダーを使用するとすると、本シリンダーの最高出力は $Fc \approx 3,396 \text{ kg}$ となる。 $Fc/Pb \approx 1.2$ となりこれ

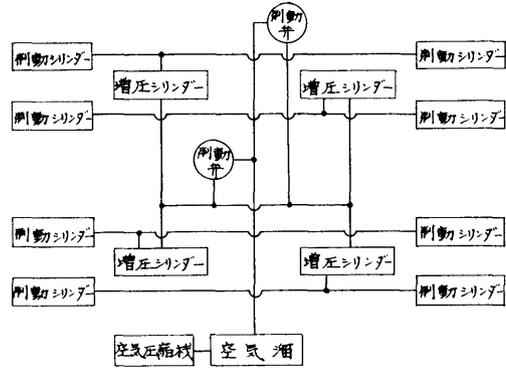


図 5-12 強制制動装置の系統図

は妥当と思われる。

5-8-2-3 制動シュー

以上の計算結果を参考に、制動シューとして下記のものを選んだ。

三好石綿(株)のセミメタリックモールド
SML-5700

面圧 $P=20 \text{ kg}/\text{cm}^2$ 以下

摩擦速度 $v_f=28 \text{ m}/\text{sec}$ 以下

摩擦係数 $\mu=0.37$ ($100^\circ\text{C} \sim 350^\circ\text{C}$)

表面積 $10 \times 33 = 330 \text{ cm}^2$ (シュー 1 個の制動面の面積)

5-8-2-4 配置と数量

制動シリンダーは東西縦桁の箱型下弦材にそれぞれ

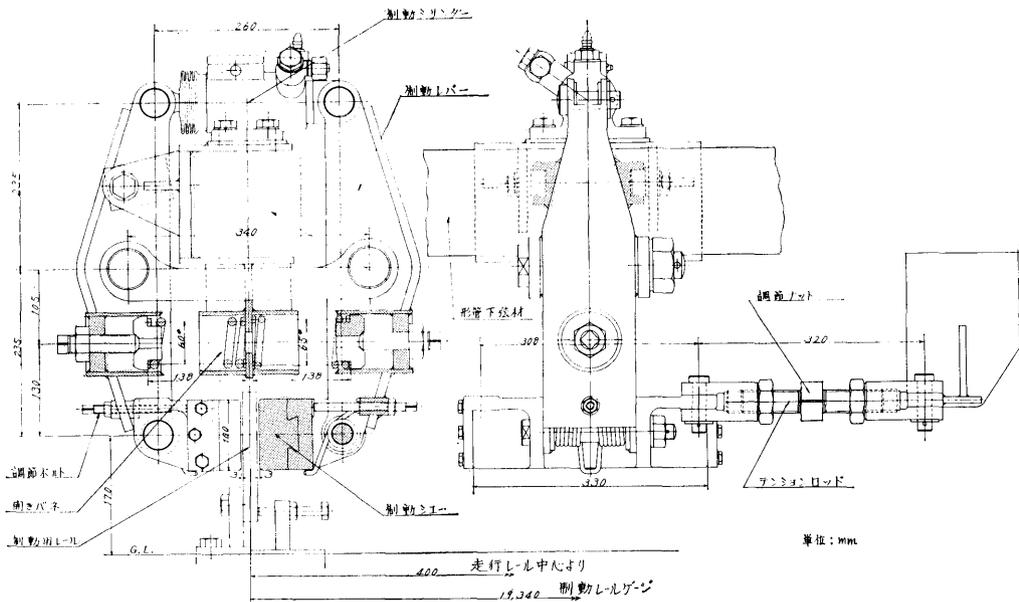


図 5-13 強制制動装置の構造図

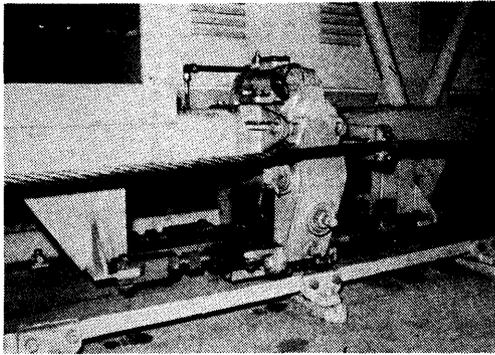


写真 5-4 強制制動装置
(東、西側にそれぞれ4個所、1ヶ所に制動
シュ1対、ワイヤロープは非常制動用)

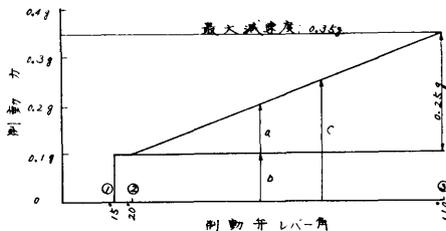
4組計8組が配置された。制動弁は曳引車運転台右脇と、計測部の2個所に設けられた。ブロック図で概略を示すと図 5-12 のとおりである。図の空気圧縮機、空気溜、増圧シリンダーは曳引車北東端にまとめた。

5-8-2-5 取付けの構造

制動シリンダーと制動シュを結ぶ制動レバーに制動力がかからないように図 5-13 および写真 5-4 に示すような構造とした。テンションロッドにはガタとテンションの不釣合を防ぐ調節ナットが、制動レバーにはレールとシュとの間隔を調節するボルトが取付けられている。

5-8-2-6 操作と機能

操作は、5-8-2-4 で述べた個所の制動弁のレバーを回転させると制動力が働く。制動力はこのレバーの回転角と比例するようになっている。ただし、通常制動の設定値が一定制動力として加算されるようになっているので制動弁レバー角と制動力の関係は図 5-14 のようになる。空気溜容量は本制動装置を全力制動で5回作動させるに十分な容量をもち、空気圧縮機は入れ



- ① 通常制動 ON
- ② 強制制動 作動時の
- ③ ----- 全力制動
- a: 強制制動 0~0.25g
- b: 通常制動 (設定値 0.1g)
- c: 強制制動 通常制動 併用範囲

図 5-14 強制制動装置の制動弁レバー角と制動力

込み圧力が 7.3 kg/cm²、切り放し圧力が 8.2 kg/cm² で自動調圧運転される。また、何かの原因で空気溜圧力が入れ込み圧力以下に下がった場合は、曳引車は発進出来ないようにインターロック結合がなされている。圧縮機の作動に伴う振動が計測に影響しないように制御運転発進後は、たとえ入れ込み圧力以下に下っても、圧縮機は作動しない。ただし、復行時は走行中でも作動する。空気溜圧力が強制制動作動最低圧力以下になった時は後述する自動制動が作動する。

停電時でも上記の機能による強制制動は有効であり、したがって前述のように低速走行時は常に 0~0.25g の制動力が確保されていることになる。

制動解除は、制動弁レバーを戻すことによってなされる。

5-8-3 非常制動装置

非常制動装置は高速走行時に強制制動をかけても停止距離が不足した場合、あるいは、制動をかけ忘れたとき、または制動装置が何らかの原因で故障して無効になったとき等の暴走時の最悪事態に備えたものである。方式については、シーアッカー方式、ドラムを使ったバンドブレーキ方式、強カスプリング方式、前面がフラットな物体を水中に投下させる方式、斜面に乗りあげる方式、噴流方式等多種の方式について検討をした結果、噴流方式による流体緩衝を応用したものを採用した。

5-8-3-1 方式

図 5-15 に示すように曳引車がフックを引掛けるとピストンがシリンダー内を矢印方向に移動する。そのときシリンダ内の水はオリフィスから噴出し、その抵抗力によりシリンダ内の水に圧力が発生し、これによって制動力が得られる。

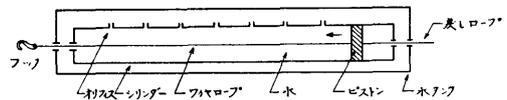


図 5-15 非常制動装置の方式

5-8-3-2 設計条件

設計は下記の条件を考慮して行なわれた。

- (1) 曳引車の進入速度 v が 15 m/sec のとき 0.4g の制動力が得られること。進入速度とは曳引車がフックを引掛けるときの速度である。
- (2) 進入速度 v と制動力 f の間に $f = 0.4g \times \left(\frac{v}{15}\right)^2$ なる関係をもつこと。

- (3) 制動装置の作動中は減速度がほとんど一定値になること。
- (4) 制動距離は進入速度 v が 15 m/sec のとき、大体 28~30 m の間であること。
- (5) フックを引掛けたときの初期衝撃力が過大にならないこと。

5-8-3-3 特 性

本制動装置を模型的に示すと図 5-16 のようになる。

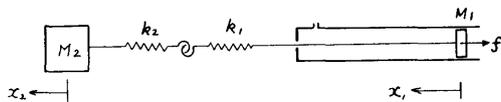


図 5-16 非常制動装置の等価表示

運動方程式は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 - k(x_2 - x_1) + f &= 0 \\ M_2 \ddot{x}_2 + k(x_2 - x_1) + M_2 \alpha_s &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(1)$$

M_1 : ピストンの質量+(ワイヤーロープの質量)× $\frac{1}{2}$ +戻しロープの質量

M_2 : (曳引車の質量)× $\frac{1}{2}$ +(ワイヤーロープの質量)× $\frac{1}{2}$

$k = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2}$: ワイヤーロープのバネ定数

x_1 : ピストンの変位

x_2 : 曳引車の変位

f : 水の抵抗力

α_s : スプリング制動装置の減速度

ただし、曳引車の走行抵抗や、非常制動装置内のピストン・シリンダー間の摩擦抵抗等は省略されている。ピストンの最大ストローク S はつぎの式で求めた。

$$S = \frac{E/2}{\mu \cdot F} \quad (\text{m}) \quad \dots\dots(2)$$

E : 曳引車の運動エネルギー ($= \frac{1}{2} W V_0^2$)

F : (非常制動時に曳引車にかかる最大制動力) × $\frac{1}{2}$ ($= \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \alpha$)

μ : 制動系の緩衝効率 ($\mu=0.8$ とした)

W : 回転部分の慣性を考慮した等価曳引車重量 ($=60 \text{ ton}$ とした)

V_0 : 最大進入速度 ($=15 \text{ m/sec}$)

α : 制動系の減速度 (過大想定値として 0.5 g とした)

これらより $S \approx 29 \text{ m}$ となる。

水の抵抗力 f が一定に作用する系において \dot{x}_1 と S の間につぎの近似式が導かれる。

$$\dot{x}_1 = V_0 \sqrt{(1-x_1/S)} \quad (\text{m/sec}) \quad \dots\dots(3)$$

一方水の抵抗力はつぎの式で示される。

$$f = \frac{\rho}{2g\zeta} A_0^2 A \frac{\dot{x}_1^2}{a^2} \quad \dots\dots(4)$$

ρ : 水の密度

ζ : 圧力降下係数 ($\zeta = cd^2 = 0.5$ とした)

A : シリンダーの断面積 (直径 20 cm)

A_0 : A -導索孔の断面積 (導索孔の直径 2.4 cm)

a : オリフィスの面積

ここで f の必要最大値 f_{\max} は $v=15 \text{ m/sec}$ のときであり f_{\max} は、 B_s を本制動装置の作動中に一定減速度 (α_s) で作用しているスプリング制動(後述)の制動力 ($\approx 1.73 \text{ ton}$) とすると

$$f_{\max} = F - B_s \text{ から } f_{\max} = 13.27 \text{ ton} \text{ となる。}$$

他方、オリフィス面積は(4)式より求められる。

$$a = 4.8 \times 10^{-2} \dot{x}_1 \text{ (cm}^2\text{)}, \text{ ただし } \dot{x}_1 \text{ は cm/sec 単位} \quad \dots\dots(5)$$

水の抵抗力を $f = c_0 \dot{x}_1$ とすると

$$c_0 = \frac{f_{\max}}{\dot{x}_1^2} \approx \frac{59}{1-x_1/29} \quad (\text{kg} \cdot \text{sec}^2/\text{m}^2) \text{ となり}$$

$$(1) \text{ は } \left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 - \frac{k}{M_1} (x_2 - x_1) + \frac{59}{M_1(1-x_1/29)} \dot{x}_1^2 &= 0 \\ \ddot{x}_2 + \frac{k}{M_2} (x_2 - x_1) + \alpha_s &= 0 \end{aligned} \right\} \text{ となる。}$$

初期条件として $t=0$; $\begin{cases} x_1=0, & \dot{x}_1=0 \\ x_2=0, & \dot{x}_2=v \end{cases}$ を与え

$M_1 (=15.89 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{m})$, $M_2 (=2,749.10 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{m})$
 $k (=28,130 \text{ kg/m})$, $\alpha_s (=0.4 \text{ m/sec}^2)$ に数値を入れて解いた結果を図 5-17 に示す。ただし、予備実験から c_0 に対し $1/1.21$ の修正が必要であることがわかったので図 5-17 にはこの修正が含まれている。

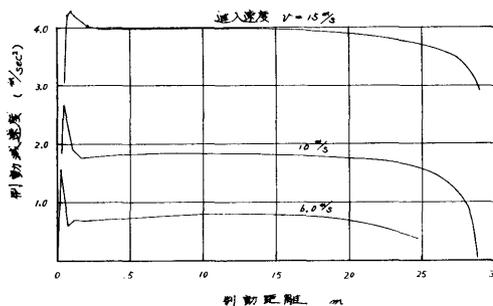


図 5-17 非常制動装置の特性曲線

5-8-3-4 配置等

本装置の水槽南端における配置と曳引車の関係を図 5-18 に示す。図に示されているように水槽両側に長さ