U. D. C. 621.125

防衛庁納甲型警備艦用主機タービンについて

Main Turbines for the Ko-type Guard Delivered to Defence Agency

横田一郎* 阿部功*
Ichiro Yokota Isao Abe

内容梗概

防衛庁納入30年度甲型警備艦用主機として，17,500 S HP タービンおよび減速装置を設計製作した。

艦艇用タービンは，その使用目的が，一般商船用タービンと根本的に異なるので，目的に合致するように設計製作上種々の考慮を払つた。また減速装置にわが国で最初のロックドトレーン型を採用したので，これらの点に重点をおいて述べた。

1. 緒言

戦後10年を経過して，ようやくわが国においても，本格的な艦艇が建造されるようになつた。

日立製作所においては，いち早く艦艇用タービンおよび減速装置の研究を開始し，艦艇用としての特殊目的に合致するように，設計製作の諸問題を研究検討してきた。

今回，三井玉野造船所建造の30年度甲型警備艦“しきなみ”(1,700 排水屯) 用主機，17,500 S HP タービンおよび減速装置を製作するにあたり，今までの豊富な商船用タービンの製造経験と上記研究成果を全面的に採り入れた。

本タービンおよび減速装置は組立完了後，各種の厳重な試験が，防衛庁監督官立会の下に施行されたが，いずれもきわめて優秀な成績を納めることができた。特に，ロックドトレーン型減速装置は，わが国で最初の陸上24時間全力負荷試験を行い，その優秀性を確認できたことは，非常な喜びである。

日立製作所においては，艦艇用タービンについて本機の実績に基き，さらに性能向上のための各種研究を続けており，さらに大容量高性能の主機を製作する体制を整えつつある。

ここに本タービンおよび減速装置の概要を紹介する。

2. 計画概要

艦艇用タービンおよび減速装置に，機能上，構造上要求される性能は，商船用のそれに比較して特殊でありまた苛酷である。要求事項と，これを満足させるために採つた計画上の主な事項について述べる。

（1） 信頼性大なること。

過去の舶用タービンの豊富な経験に基きまた最近の諸外国の長所を採り入れ設計した。

（2） 重量および容量の小なること。

タービン設計点の選定に留意し，ロックドトレーン型減速装置を採用した。

（3） 低力時すなわち巡航時の蒸気消費量が少ないこと。

巡航タービンを設置し，タービン構造に留意した。

（4） 力度の変換，特に巡航時より全力時への切換えが容易であること。

巡航タービンの直結方式を採用した。

（5） 艦の動揺に対して安全であること，また，震動および衝撃に対しても安全であること。

ガーダー構造を採用し，また，低圧タービンおよび減速車室を全面的な熔接構造にした。

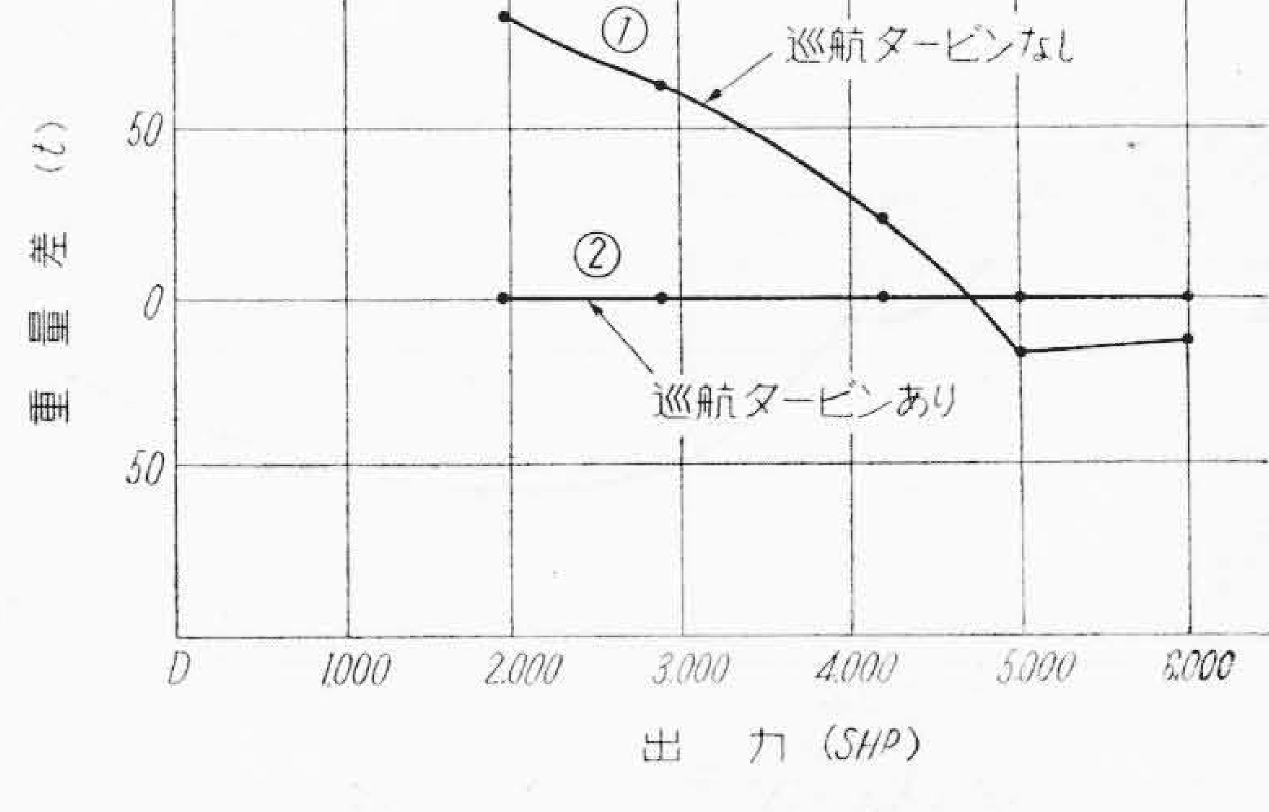
（6） 取り扱いが簡単で，整備保守に容易であること。

狭い機関室でも性能が十分発揮できるよう各部の構造に留意した。

上記事項をさらに詳細に述べる。

2.1 タービン設計点の選定

艦艇用タービンを設計する場合，その設計点をどこにおくかということはきわめて重要である。本機の場合は，機械重量，燃料搭載重量の増減を勘案して，最も重量の減少する点を設計点に選定した。すなわち，設計点を低力点から高力点に移動すると，機械重量および全力時の燃料消費量が減少するが，一方巡航時の燃料が増大する。設計点を変えて，満載重量を種々求めると，一定の航続距離に対して最良の設計点が得られる。本機の場合は，設計点を6/10全力に選んだ。



第1図 重量差比較図

* 日立製作所日立工場

2.2 巡航タービンの設置

巡航タービンを設置しない場合と設置した場合につき満載時の機械重量と燃料塔載重量を加えた重量を各巡航出力について計算すると**第1図**のようになる。すなわち 4,700 S HP 以下で運転する場合は巡航タービンを設けない方が，重量が増加することがわかる。したがつて今回のように，1,925 S HP で航行する場合には，巡航タービンを設置した方がよい。

2.3 巡航タービン直結方式の採用

嵌脱クラッチを設置するか否かは，単に効率の上からではなく取り扱いの便不便により決定すべき事項である。嵌脱操作には高度の熟練が必要であり，また，嵌脱に時間と手数を要し，急激な増減速には不便であることより考えて，嵌脱クラッチは設けずに，巡航減速歯車を介して常に直結する方式を採用した。この場合，巡航全力以上の出力に対して，巡航タービンに冷却用蒸気を流す必要があるが，この量は，全力時において全蒸気量の約0.8%である。

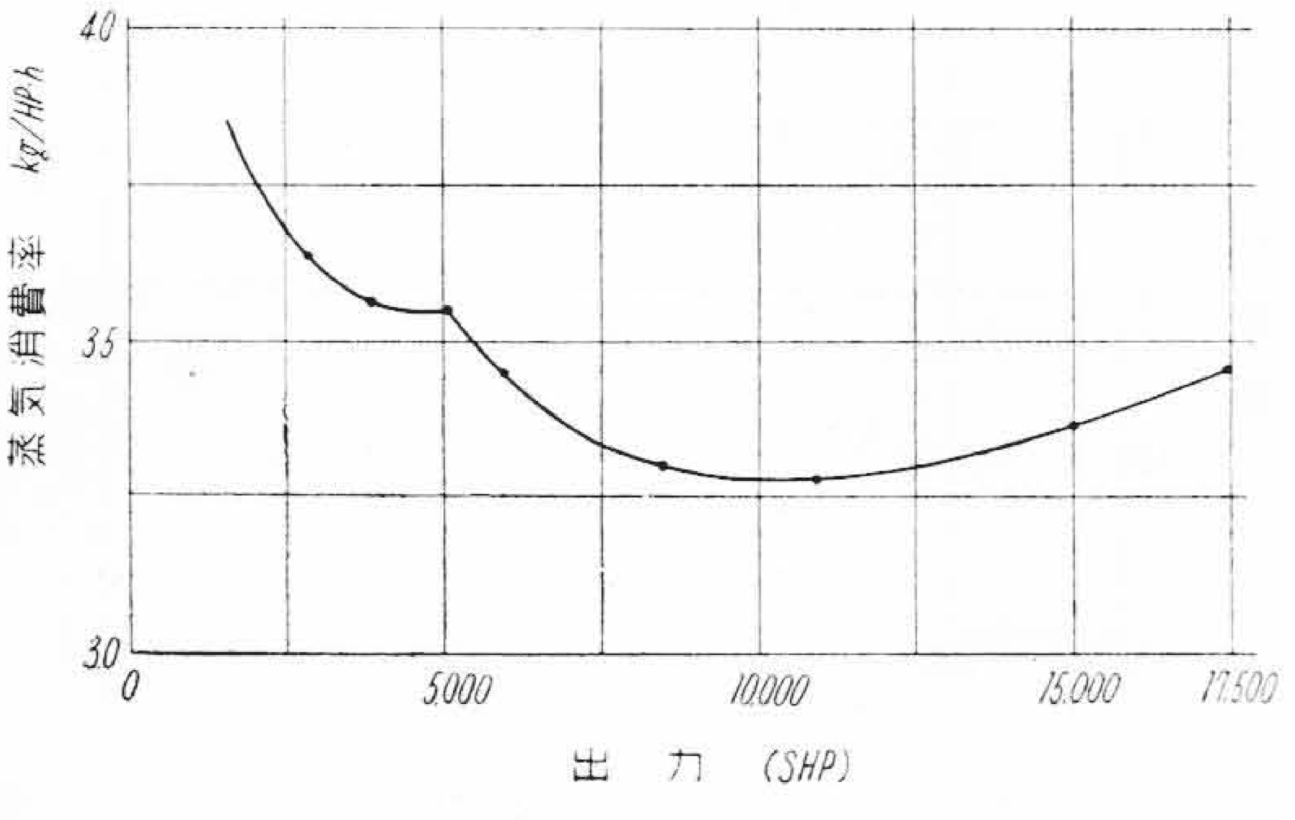
本機の蒸気消費率曲線を**第2図**に示す。

2.4 蒸気消費率低減のための対策

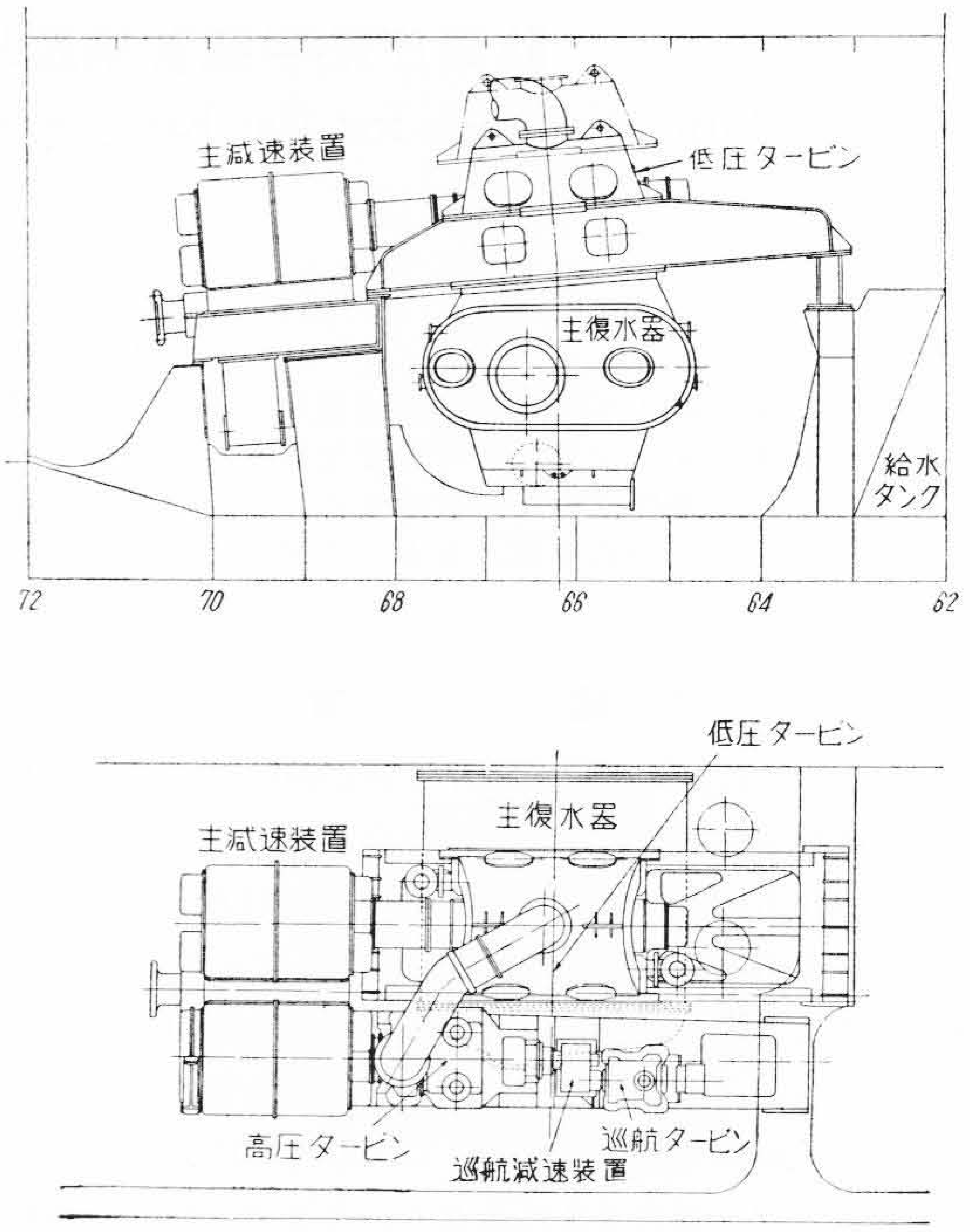
（1） 各タービンの各段の熱落差配分を適当にし，また各段のノズル蒸気通過面積を実際の運転状態において最適になるようにした。

（2） ノズルおよび翼は，流体力学的に最も良好な，プロフィル型ネガティブノズルおよびボルテックス翼型を採用し，効率の向上を図つた。また適度の反動度をもたせてある。

（3） 翼間隙およびシャフトパッキンからの漏洩損失を少なくするために，タービン回転数を高速にして，タービン全体の寸法を小さくし，かつ，ダイヤフラムと翼との間隙部には，ＢＴＨメタルおよびフインを使用し，翼とダイヤフラムの間隙を最少にして蒸気洩れを少なくした。また，ダイヤフラムパッキンおよびグランドのラビリンスパッキンは，スプリングで押える方式を採用し，ロータとの間隙を最少にした。



第2図　蒸気消費率曲線



第3図　全体配置図

2.5 ガーター構造の採用

艦艇用機関の衝撃強度は，兵器の進歩とともにますます要求されるようになつた。本機の場合は最大 15G の加速度に耐えうるようにした。このため機関各部の強度を増加させたのはもちろんであるが，さらに巡航タービン，高圧タービン，巡航減速装置を一体の高圧タービンガーダーの上にのせ，ガーダーの艉端を，主減速下部車室と船体機械台と一緒に固定した。艏端は，２枚のフレッキシブルな鋼板を介して船体に止めた，また，低圧タービンはその下半車室がガーダー兼用となつており，高圧タービンガーダーと同じ方法で固定してある。このようにして，上記衝撃に対して十分な強度を持たせるとともに，船体の変形に対しても常にセンターリングが保持されるようにした。

2.6 ロックドトレーン型主減速装置の採用

別項で詳細に述べる。

以上の諸点を考慮して決定した本機の要目，全体配置図を**第1表**および**第3図**に示す。

機械室の配置は，**第4図**に示すように２軸のいわゆる shift engine 配置であり，被弾時の被害を片舷機のみにとどめ片舷にて航行可能になるようにしてある。しかし艦の全長が長くなる恐れがあるので，機械室，主機寸法をできうるかぎり短かくする必要がある。この点後述のように，日立艦艇用タービンは大幅に寸法を短縮しているので有利である。

次に各部の構造材料などについて述べる。

第 1 表　17,500 SHP 艦艇用タービン要目

（1）タービン

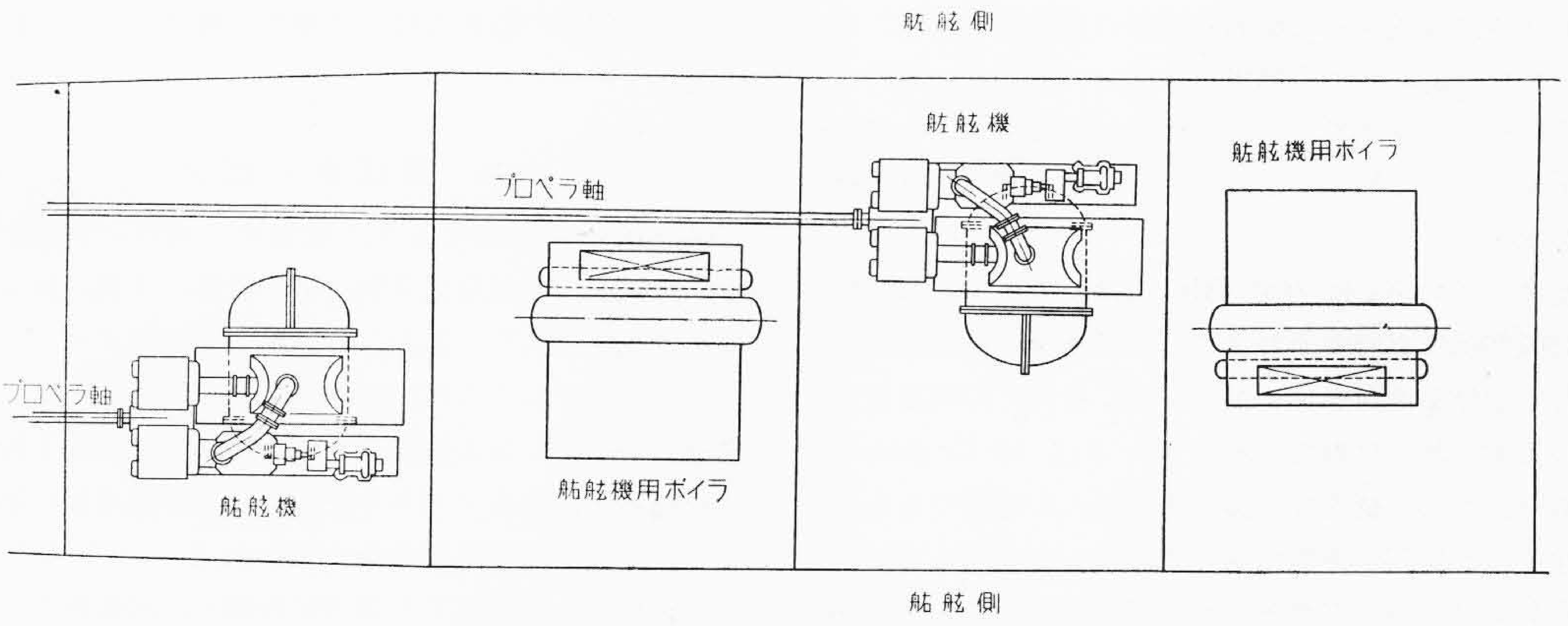
名称	単位	前進 基準出力	前進 計画全力	後進
型式 巡航タービン		衝動式単気筒背圧型		
型式 高低圧タービン		衝動式複気筒クロスコンパウンド型		
初蒸気圧力	kg/cm²g	27	27	27
初蒸気温度	℃	360	385	330
復水器真空	mmHg	725	680	665
軸馬力	SHP	1,925	17,500	3,500
主軸回転数	rpm	198	400	230
巡航タービン回転数	rpm	5,015	10,132	5,826
高圧タービン回転数	rpm	3,020	6,101	3,510
低圧タービン回転数	rpm	2,518	5,084	2,925
タービン段落数 巡航		カーチス車1段＋ラトー車7段　計8段		
タービン段落数 高圧		カーチス車1段＋ラトー車9段　計10段		
タービン段落数 低圧		ラトー車5段×2　計10段		カーチス車1段×2

（2）減速装置

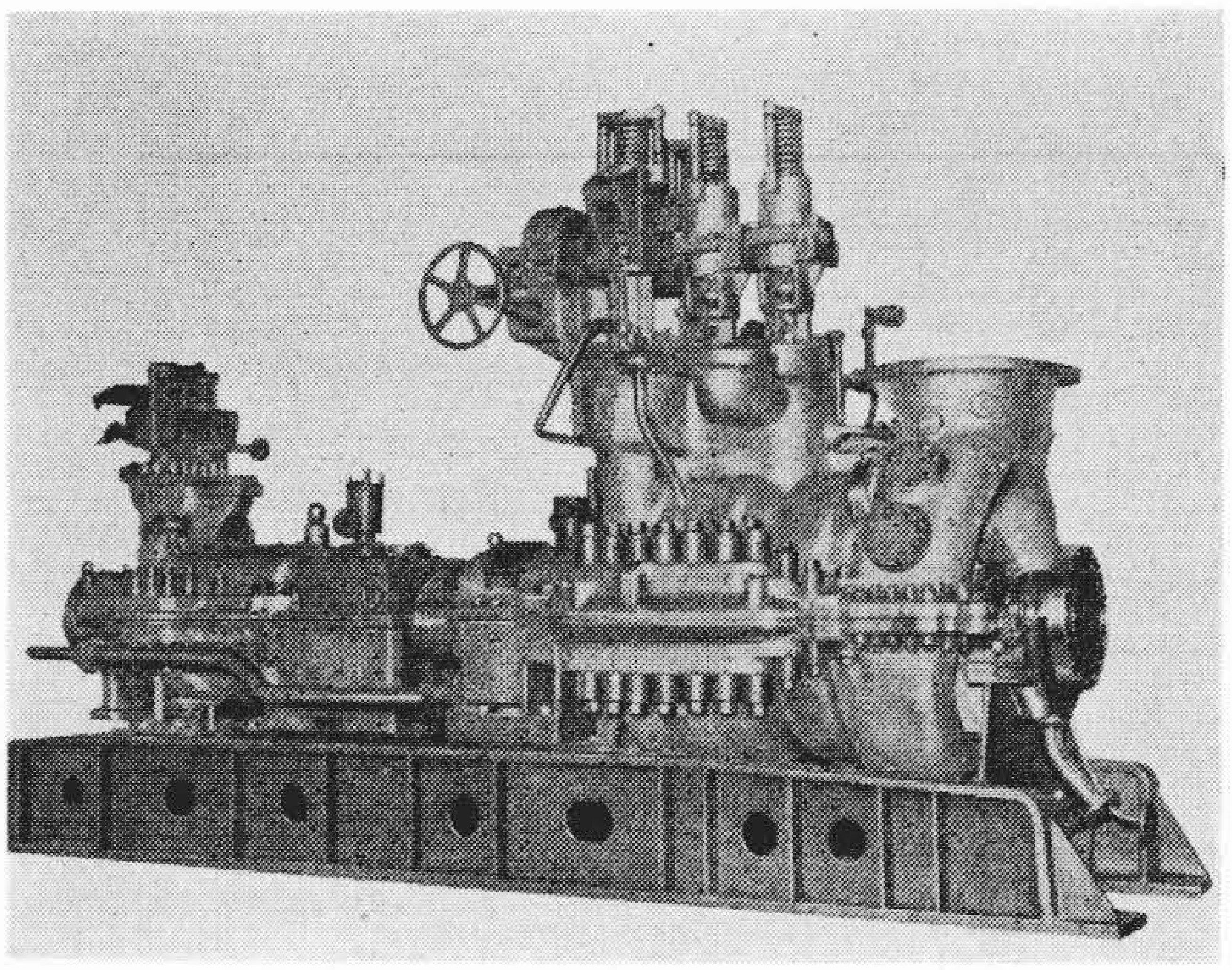
名称	単位	巡航減速装置		主減速装置						
型式		ダブルヘリカル 1段減速		ロックドトレーン型ダブルヘリカル2段減速						
				第1段歯車				第2段歯車		
		子歯車	親歯車	高圧子	高圧親	低圧親	低圧子	高圧子	親	低圧子
ピッチ円直径	mm	171,007	283,993	219,849	591,151	591,151	263,819	354,295	2009,705	354,295
歯数		56	93	45	121	121	54	58	329	58
歯幅	mm	285		490		490		460		
回転数	rpm	5,015	3,020	6,101	2,269	2,269	5,084	2,269	400	2,269
軸馬力	SHP	1,925		8,750		8,750		8,750	17,500	8,750
減速比		1,661		2,689		2,241		5,672		5,672
全減速比								15,252		12,709

（3）復水器

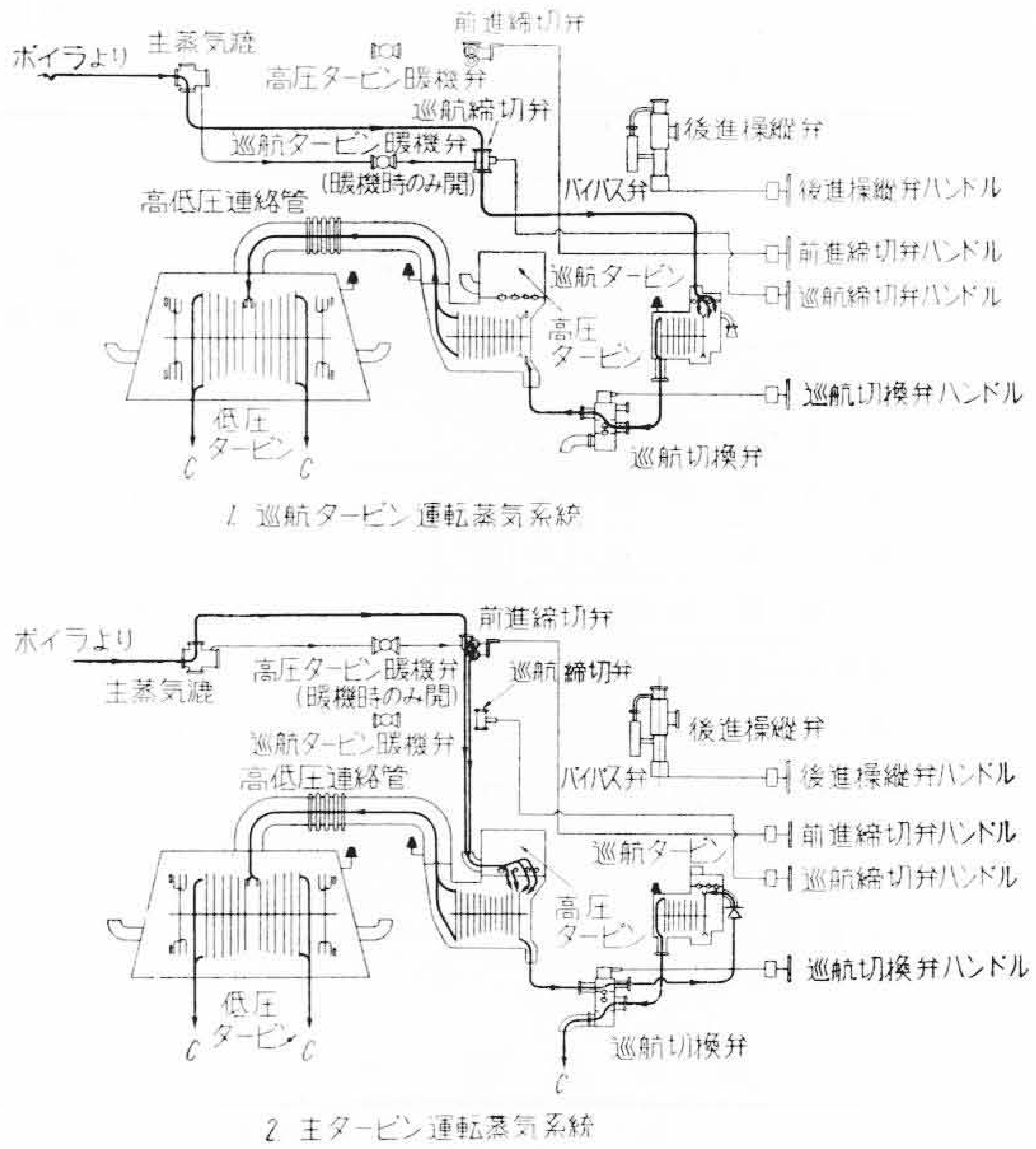
名称	単位	計画要目	
型式		単流表面接触型	
軸馬力	SHP	17,500	
上部真空	mmHg	計画全力時　680	基準出力時　725
冷却面積	M²	500	
冷却管取付方法		入口側　エキスパンダ　　出口側　Y式パッキン	



第4図　機　械　室　配　置　図



第5図 巡航および高圧タービン



第6図 蒸気系統線図

3. 巡航タービン

巡航および高圧タービンの写真を第5図に示す。

タービンは8段で初段は2列カーチス段である。巡航タービンの回転数は，過負荷全力時で 10,208 rpm になるので，タービンロータ，動翼，シュラウドの強度を十分に取つている。ノズルは熔接構造であり，動翼は互換性を持たせるために同一寸法にしてある。巡航時には蒸気流量が少ないため，タービン効率を上昇させるため特に蒸気漏洩を減少せしめている。ノズル弁は3個あり，各力度に応じてそれぞれのノズル弁を，カム，ウォームを介して，操縦室よりハンドルで開閉するようになつており，絞り損失を少なくしている。タービンロータと巡航減速小歯車はリジッドカップリングで連結し，三軸受方式を採用している。

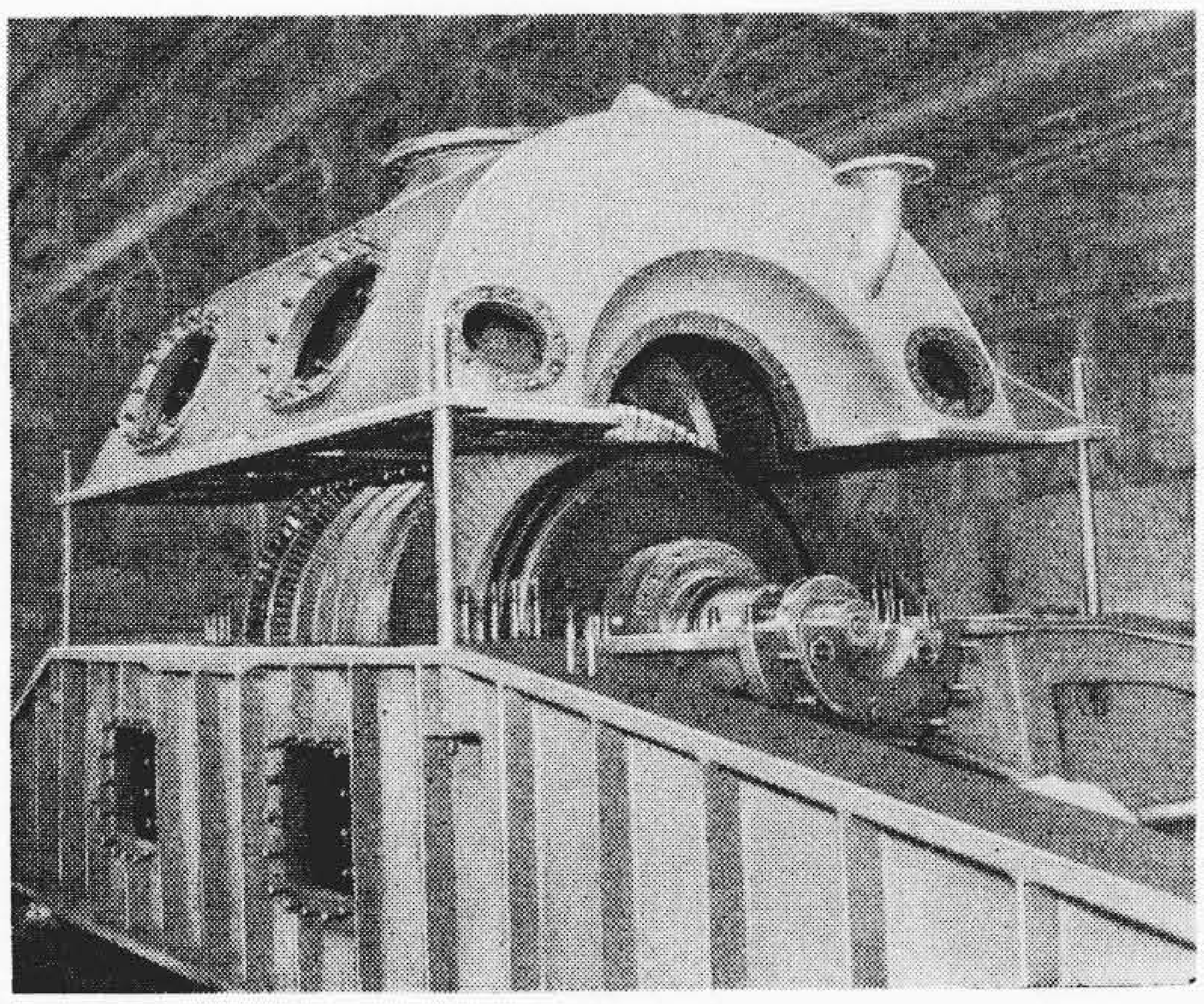
巡航タービン排出蒸気は，車室下部から巡航切換弁を通つて高圧タービンに導かれ，高圧タービンの排気は上部蒸気管で低圧タービンに導かれる。巡航切換弁は，巡航タービンの排気を高圧タービンに導くこと，および主タービン運転時には，巡航タービンの排気側を復水器に連絡し同時に高圧タービン第一段落の蒸気の一部を，巡航タービンの過熱防止冷却用蒸気として蒸気室に流入せしめるためのバルブで，この操作は，操縦室から1個のハンドホイールで行うことができる。第6図に蒸気系統線図を示す。

巡航タービン車室は 0.5% Mo 鋳鋼製である。本材料は日立製作所日立研究所および水戸工場で詳細な基礎研究を行い十分な検討を加えたもので，数多くの実績を有しているすぐれた材料である。ロータは Ni-Cr-Mo-V 鋼でありきわめて焼入性が良く空気焼入が可能であるので，徐々に熱処理が可能であつて，ロータ内外ともに均一性のある材料が得られる。したがつて高温蒸気中で回転するロータ材としては完全なものである。翼は低炭素13 Cr 不銹鋼であり，仕上加工後，腐蝕試験を行い欠陥を有する翼の除去を行つた。翼の植込部は翼車を外側から抱く方式で，下部印籠部で固定せられており，蒸気による曲げモーメントに対する抵抗を大にするとともに，万一ダイヤフラムと接触した場合でも，ロータがまつたく傷つかぬようにしてある。また翼の振動に対するダンピングファクタを大きくしている。

ノズルおよびダイヤフラムは熔接式を採用している。ノズル材は低炭素 13 Cr 不銹鋼を，ダイヤフラムは，第1段は Mo 鋳鋼，第2段以後はボイラ用鋼板を使用している。推力軸受はいわゆるピボッテッドセグメンタル式である。軸受は青銅鋳物の裏金にホワイトメタルを鋳込んである。軸受裏金の外側を球面にしているので，ロータは常に中心を保持して軸受に無理な力が加わらない。

4. 高圧タービン

タービンは10段であり，初段は2列カーチス段である。蒸気弁は蒸気室に2個，第2段落に1個，第4段落に1個設けてあり，低力より計画全力までタービン効率を最も良くするように計画されている。すなわち，高圧タービン第1，および第2ノズル弁の蒸気は第1段噴口弁を通るが，第3ノズル弁の蒸気は第1段落後に第4ノズル弁の蒸気は第3段落後に導かれる。このようにして，タービン計画点より馬力が増加し，回転数が上つても常に最良の速度比が得られるようにしている。



第7図　低圧タービン

タービンロータ，車室，翼などの材料は巡航タービンと同一のものを使用している。

5. 低圧タービン

タービンの写真を第7図に示す。

タービンは，5段複流式を採用し，左右対称の構造である。高圧タービンの排気は，低圧タービン中央上部より入り，左右に別れて両端より排出され低圧タービン下部の復水器に導かれる。

後進タービンは，1段2列カーチスの複流式となつている。左右対称の複流式を採用したのは下記の利点を目的とする。

（1）低圧車室の過熱を防止し，長時間の後進運転を可能とする。

（2）復水器への流入通路が円滑となり，排気抵抗が減少する。

（3）前進時の後進タービン空転損失が減少し効率が向上する。

低圧タービン下部車室の両側は，頑丈なビーム兼用となつており，ビーム下部に復水器をつり下げるようになつている。後進タービンの排気が，前進タービン最終段翼に干渉しないように，後進タービンと前進最終段翼車との間にロータと一体の排気そらせ板を付けてある。

後進蒸気室は，巡航および高圧タービン車室と同様のMo 鋳鋼であり，軸受部分は鋳鋼を使用している。ほかはすべて鋼板の熔接構造を採用して，重量軽減と強度の増加を計つている。鋳鋼と鋼板の熔接部分は，X線で検査して内部欠陥の絶無を期した。

6. 操縦装置および保安装置

操縦装置は，信頼性とともに運転操作の簡単確実が必要である。巡航タービン運転と，主タービン運転との切換えは，巡航タービンと高圧タービンのノズル弁操作と，高圧タービンと巡航タービンとの間にある巡航切換弁の切換操作のみで行うことができる。巡航タービンおよび高圧タービンのノズル弁開閉操作の確実性は，タービン運転上の最も大切な点であるので，バルブ，スピンドル，およびグランドパッキンには，特殊窒化鋼を使用し，弁棒と衛帯ブッシュとの摺動部は，超仕上を行い操作の確実を期している。保安装置として，巡航タービン車室過熱警報装置，潤滑油圧低下警報装置が設けてある。

7. 巡航減速装置

巡航減速装置はダブルヘリカル1段減速である。周速は巡航全力時46.5 m/s，計画全力時90.7 m/sの高速であるので歯車精度をすべてBSS，A_1，級以内に納めた。小歯車材料は Ni-Cr-Mo 鋼を使用し，内外均一の組織になるように焼入焼戻を行つた。大歯車は KSF-53 である。減速車室は全熔接構造を採用し重量軽減を行つた。

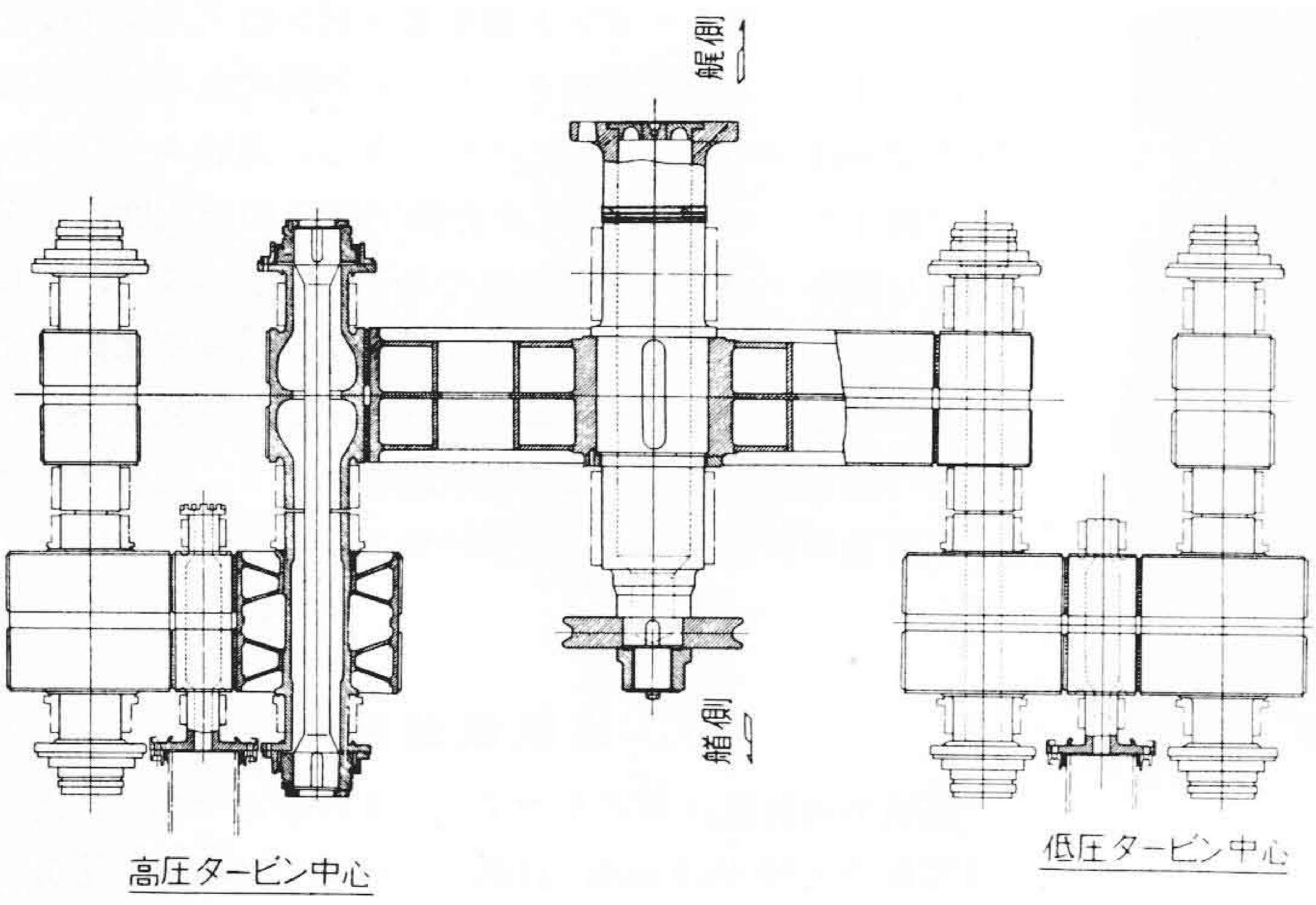
8. 主減速装置

主減速装置はわが国で最初の2段減速ロックドトレーン型を採用した。ロックドトレーン型減速装置は，第二次世界大戦前より主として米海軍で採用され，減速装置の重量寸法の軽減，タービン回転数の増加によるタービン効率の向上に顕著な進歩をもたらした。

わが国においても戦時標準船用主機として，シングルヘリカルのロックドトレーン型減速装置が多数使用されたが歯車精度の不良，材料不良，左右トルクの不均等，構造上の欠陥などの原因でかなりの事故を起した。これがため今回の30年度甲型警備艦の主機としてロックドトレーン型を採用することは，時期尚早との意見もあつたようであるが，日立製作所では種々の研究調査により将来の大出力艦艇用主減速装置には，重量，容積の点より考えて，ロックドトレーン型を採用すべきであると考え，また，現在の高精度の機械加工技術と優秀な材料，歯車構造で製作すれば事故は絶対に起きないことを信じて，防衛庁にロックドトレーン型の採用を申し出た。幸に防衛庁の御英断により採用が決定された。われわれは，本減速装置の成績いかんが，今後の艦艇用減速装置の方向にかなりの影響を及ぼすことを考え，その責任の重大さを考え，あらゆる努力を傾けて設計製作に当つた。幸に陸上24時間全力負荷試験に優秀な成績を納めることができたのは，われわれの最も喜びとするところである。以下ロックドトレーン型減速装置について述べる。

8.1 全体構造

第8図に減速歯車組立図を示す。



第8図　ロックドトレーン型主減速歯車組立図

ロックドトレーン型を採用した場合に下記の利点を有する。

（A）　重量寸法の軽減

同仕様の減速装置を，普通のタンデム型で計画して，本装置と比較するとそれぞれ次のとおりとなる。

タンデム型に対して，重量では約82%，長さでは約77%，幅では約93%，高さでは約92%となり大幅な重量および寸法の軽減となる。

これは，ロックドトレーン型では，1段の小歯車に同時に2個の大歯車が噛合うので，歯面に加わる力が半分になる。このため歯面荷重を一定にすると，歯幅を半分にするか，または直径を半分にすることができる。したがつて装置全体の寸法，重量を大幅に減少させることができるからである。

（B）　タービン効率を高くすることができる。

上記理由により，小歯車直径を小さくすることができるので，周速を一定にすると，小歯車回転数すなわちタービン回転数を高くすることができる。したがつてタービンロータの直径が小さくなりかつ軸受間隙を減ずることができるので，蒸気漏洩損失が減少し効率が上る。またタービン寸法重量を小さくすることができる。

（C）　歯車効率について

歯車効率は一見すると，ロックドトレーン型の方が歯車の数が多いために効率が悪いように思われるが，風損，噛合損失，軸受損失にわけて詳細に検討すると，ロックドトレーン型の方がむしろすぐれた成績を示す。

以上のように，ロックドトレーン型に利点が多くあるにもかかわらず今までわが国でその採用をためらわれていたのは，前述の戦標船の事故例と，1段小歯車に噛合う2個の大歯車に伝達される馬力を等しくすることが困難視されていたためである。これらの点を下記方法により解決した。

（1）　小歯車の重心を二つの軸受の間に持つてきた。

（2）　歯車精度を BSS, A_1 級以内に完全に納めた。

（3）　材料に優秀なものを使用した。

（4）　可撓軸の長さを増加し，両端にクラウニング加工した歯車噛合接手をつけた。

（5）　艏側艉側の歯車噛合接手の特殊な組合せ方法により歯車を組立てた状態でトルクの調整を可能にした。

（6）　上記方法でも除き得ないトルク不均等は，さらに組立の際に除くようにし，完全な均等トルクを得るようにした。

（7）　後進運転の際は，歯が後進面で噛合うので，各歯車のバックラッシュの合計を等しくして，後進時でもトルクの不均等が生じないようにした。

以上のうち(1)～(4)は，戦標船事故より得た教訓である。

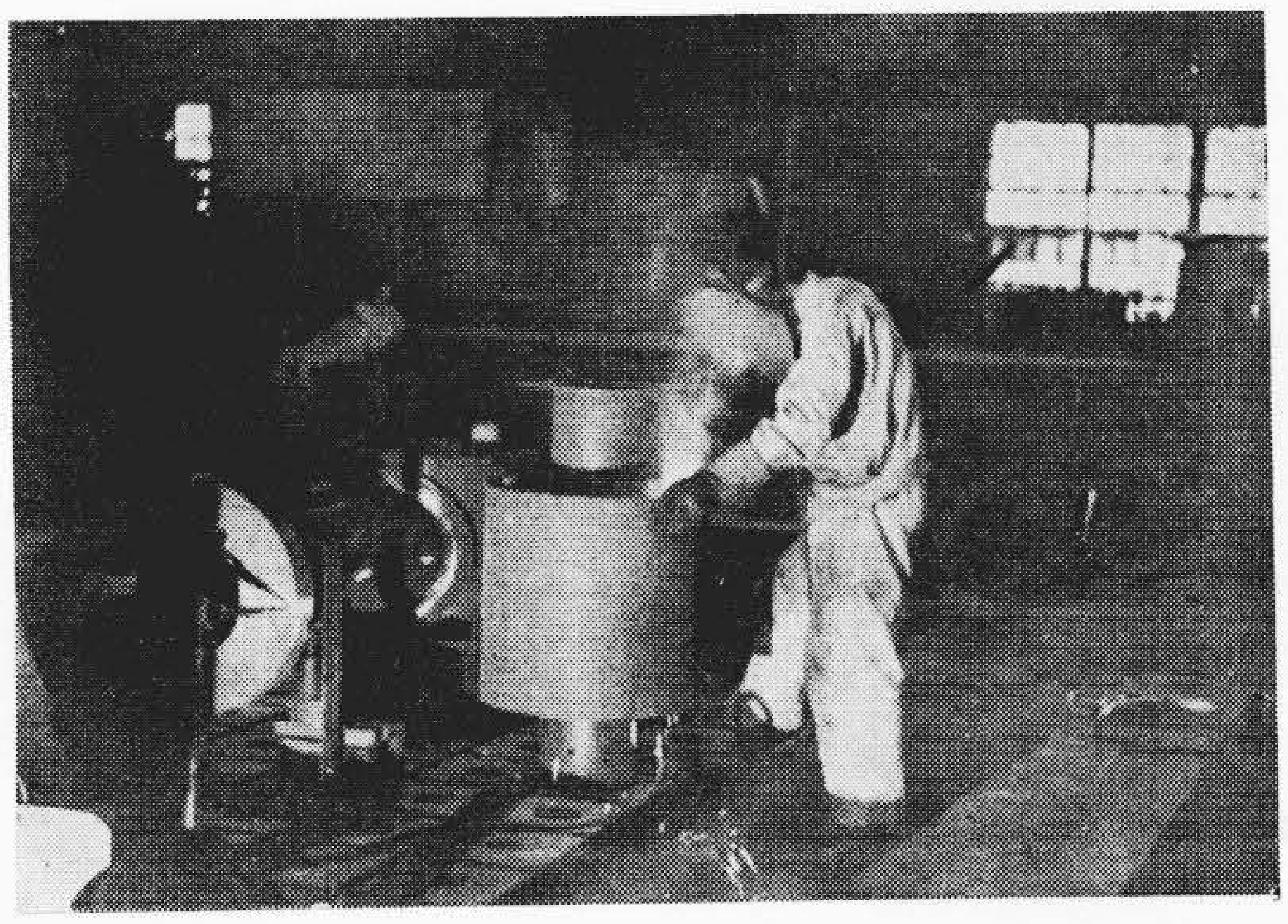
以上の方法により製作組立てた後に実際に計画全力時のトルクをかけて，可撓軸の左右トルクの不均等量を測定した結果は予期以上の成績を得た。トルク不均等度は，可撓軸中央にストレンゲージを貼り付け，トルクを第1段小歯車に加えて可撓軸の捩れを測定して算出した。

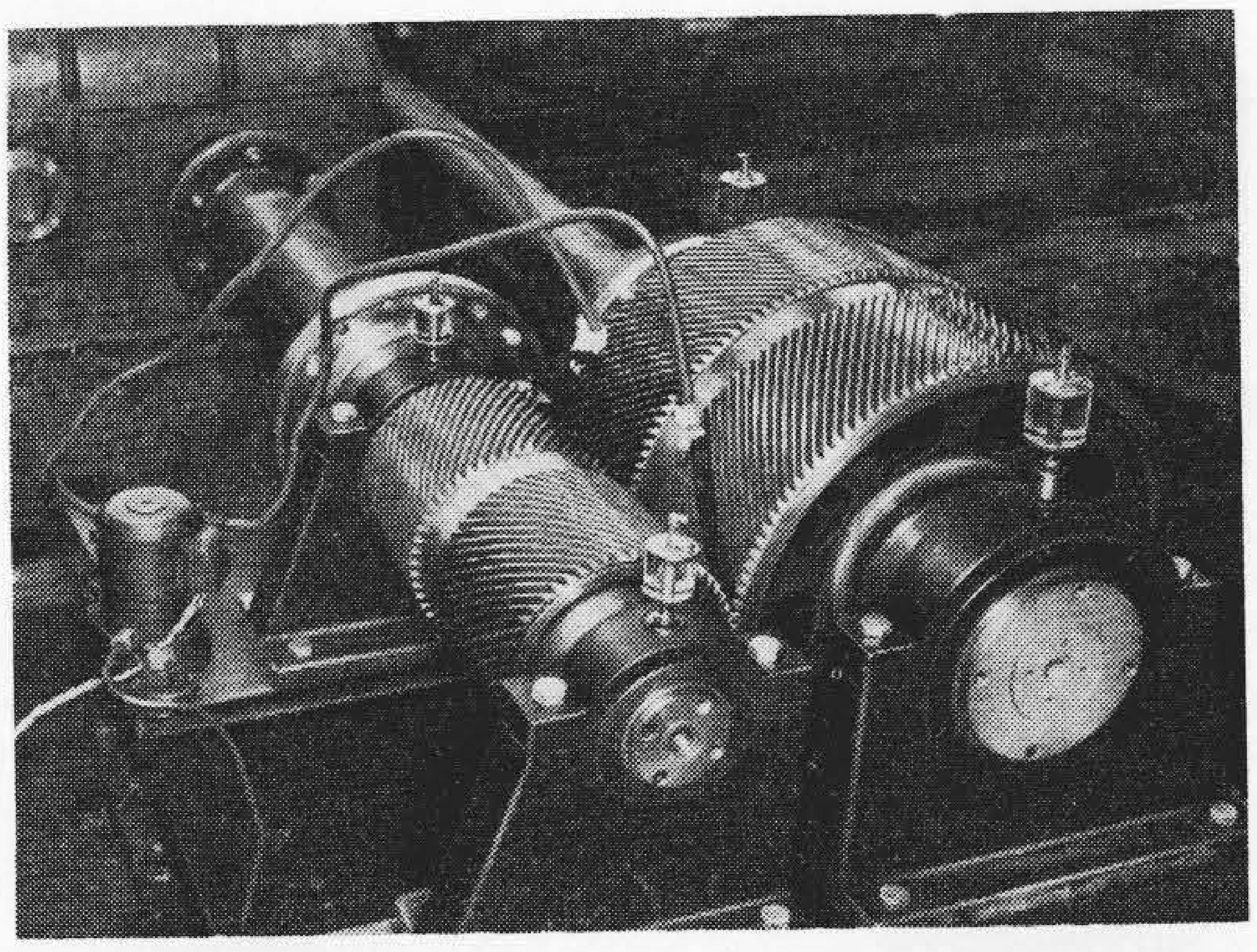
8.2　各部構造

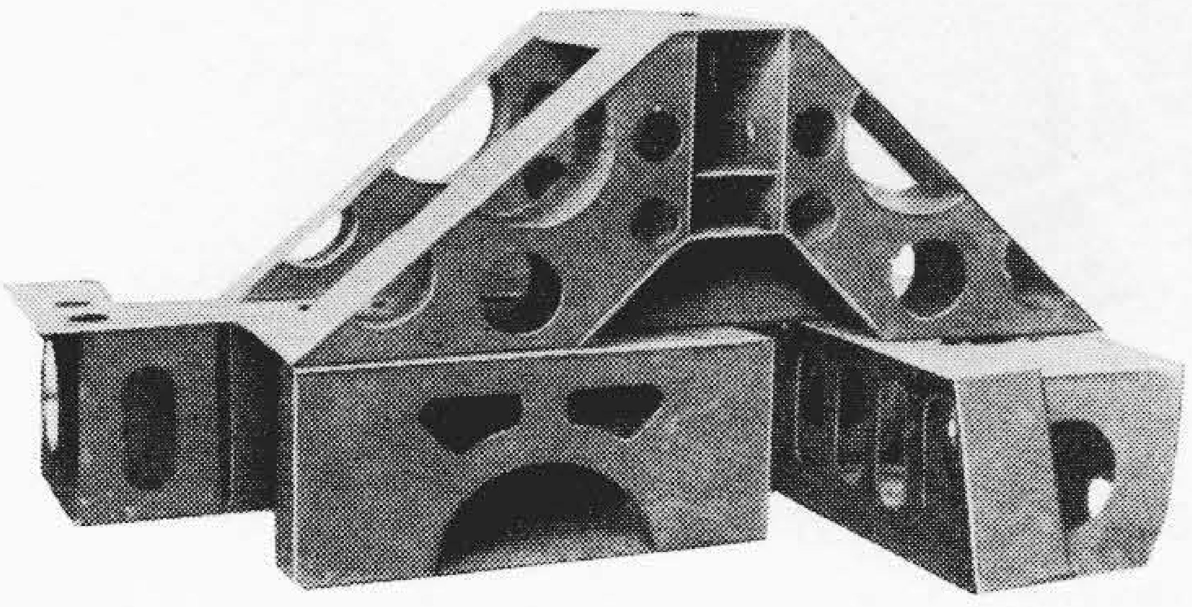
可撓軸を長くするために，可撓軸を1段大歯車の中心を貫通せしめる構造にした。したがつて第1段推力軸受は，第1段大歯車の艏側艉側に置いた。主推力軸受は，2段大歯車の艏側に，減速車室と一体構造にしてある。大歯車は，第1段第2段ともに，ヨークの間に補強リブを入れない構造にして，荷重が加わつたときに，リムの荷重点の変位がどこでも等しくなるようにしている。このため特に第1段大歯車の熔接方法がむつかしくなつたので，実物大のモデルを作つて熔接の研究を行つた。第9図にモデル試験を示す。

ピニオン材は Ni-Cr-Mo 鋼を，リムは KSF-53 を使用している。歯切精度は BSS, A_1, 級以内に納め，かつ，計画全力時のトルクを与えた状態で歯当りの検査を行つた。第10図にその歯当り検査を示す。

減速車室は，全熔接構造を採用した。車室は，小型であるうえに，構造が複雑かつ形状が特殊であるため，熔接作業は困難であつたが，実物モデルを作つて研究を行


第9図　第1段大歯車熔接モデル試験

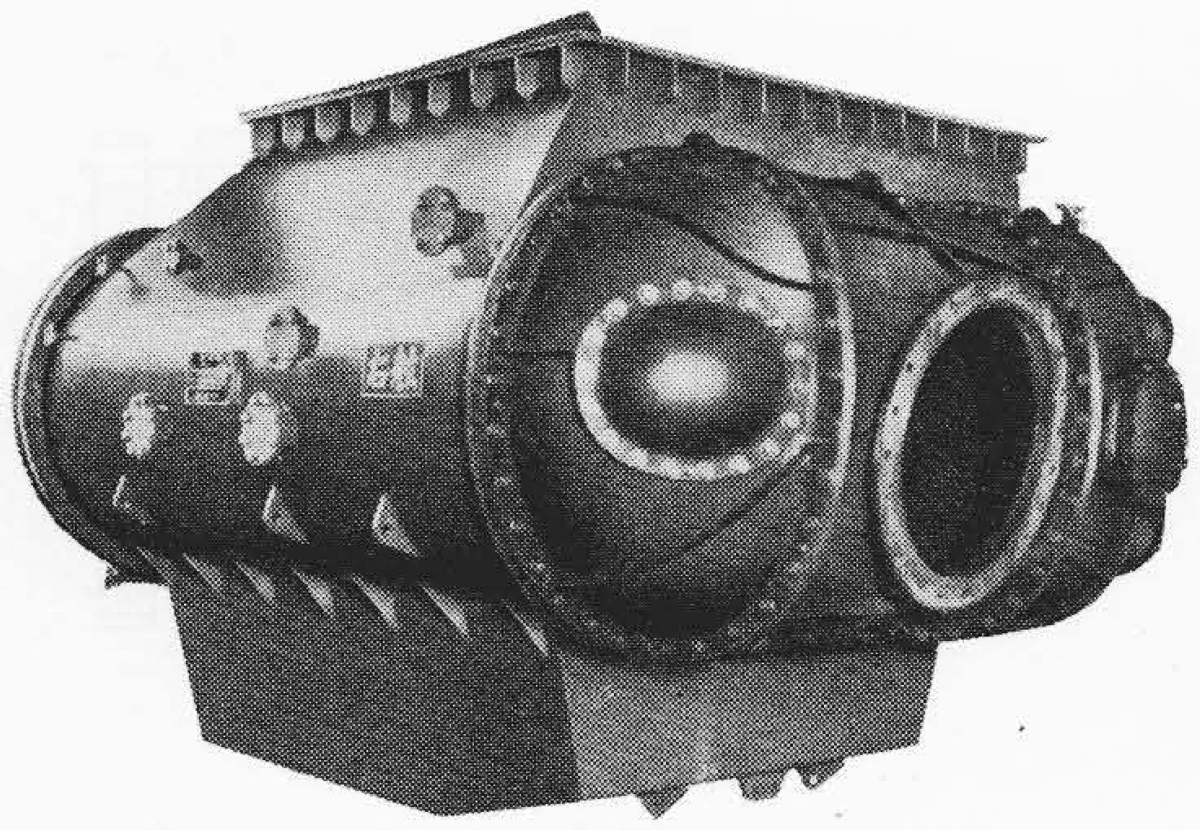

第10図　計画全力時のトルクを与えた状態での歯当り検査

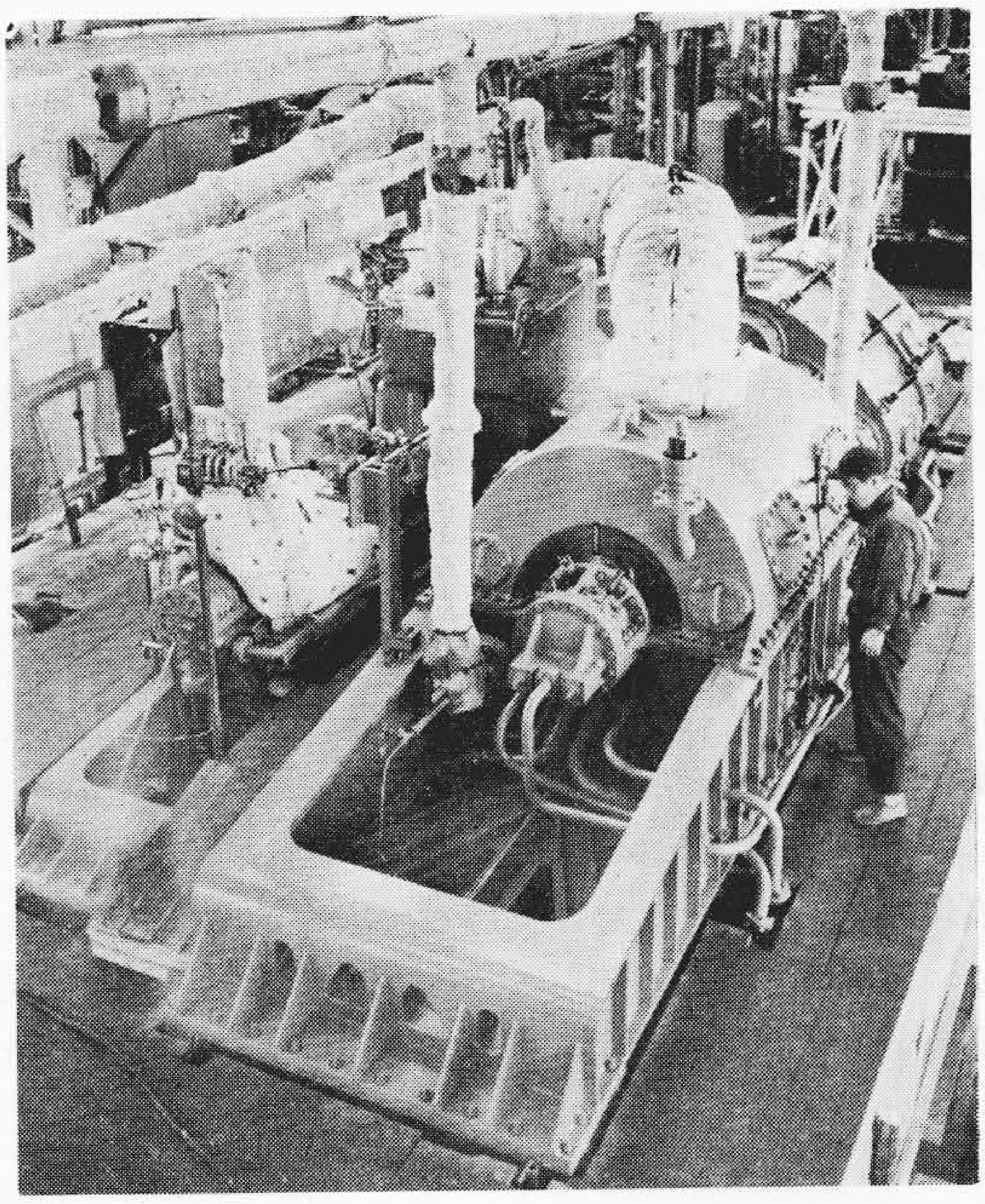

第11図　減速車室熔接モデル試験

い，完全な熔接を行つた。第11図にモデル試験を示す。また車室ボーリングの精度を高め，組立後の歯当り調整を不要にした。

9. 主　復　水　器

第12図に主復水器を示す。復水器冷却水速の決定は全体の据付面積を最少にするようにした。すなわち，復水器冷却細管水速を大にすると復水器の大きさは減少するが，細管内抵抗が増加するため，冷却管系の抵抗を減じなければならない。このため，冷却水配管，弁が大となり，全体の据付面積が大になる。またこの逆にすると，復水器が大になりやはり据付面積が大きくなる。この両者のバランスをとつて，最も適当な値を選んだ。


第12図　主　復　水　器

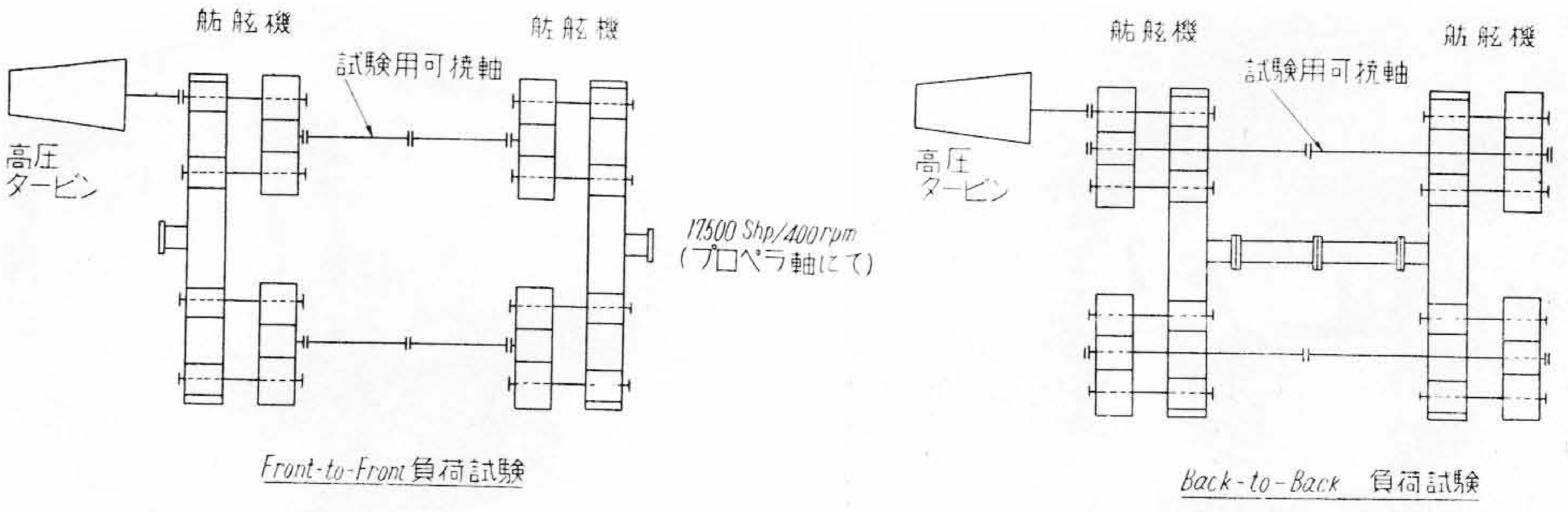

第13図　蒸　気　消　費　率　試　験

10. 性　能　試　験

本タービンおよび減速装置は，工場において防衛庁監督官立会の下に各種の厳重な性能試験を施行した。その主なものを列記すると，

（1）　巡航タービン無負荷試験
（2）　主タービン無負荷試験
（3）　基準出力負荷試験(蒸気消費率試験)
（4）　主減速装置負荷試験

であるが，各試験にすぐれた成績を納めることができた。第13図に蒸気消費率試験を示す。以上の試験のうち主減速装置負荷試験は，わが国で最初に行われた大出力減速装置の全力負荷試験であるので，これについて述



第14図 Front-to-Front および Back-to-Back 負荷試験比較図

べる。

本試験は，ロックドトレーン型減速装置の性能を船内据付前に確認するために，陸上において計画全力時のトルクおよび回転数で24時間の連続試験を行うものである。計画全力時のトルクを与える方法として，右舷機左舷機2台同時に製作したので，いわゆる動力循環方式を採用した。

試験計画にあたり下記諸点を検討した。

10.1 試験時間

試験時間は，第2段小歯車の受ける曲げ回数が，材料の疲労限と考えられる10^6～10^7になるように24時間と決定した。曲げ回数Nは，

$$N = 2{,}269 \times 60 \times 24 = 3.26 \times 10^6$$

艦艇用タービンが全力を出す場合はきわめてまれであり，大部分は巡航基準出力の近辺で運転されるので24時間の全力試験は艦艇用タービンとして短い時間ではない。

10.2 動力循環方式

動力循環方式に Front-to-Front 方式と Back-to-Back 方式がある。第14図に両方式を示す。本試験には下記理由により，Front-to-Front 方式を採用した。

(A) 第1段小歯車の中心に，試験用可撓軸を通すことができなかつた。

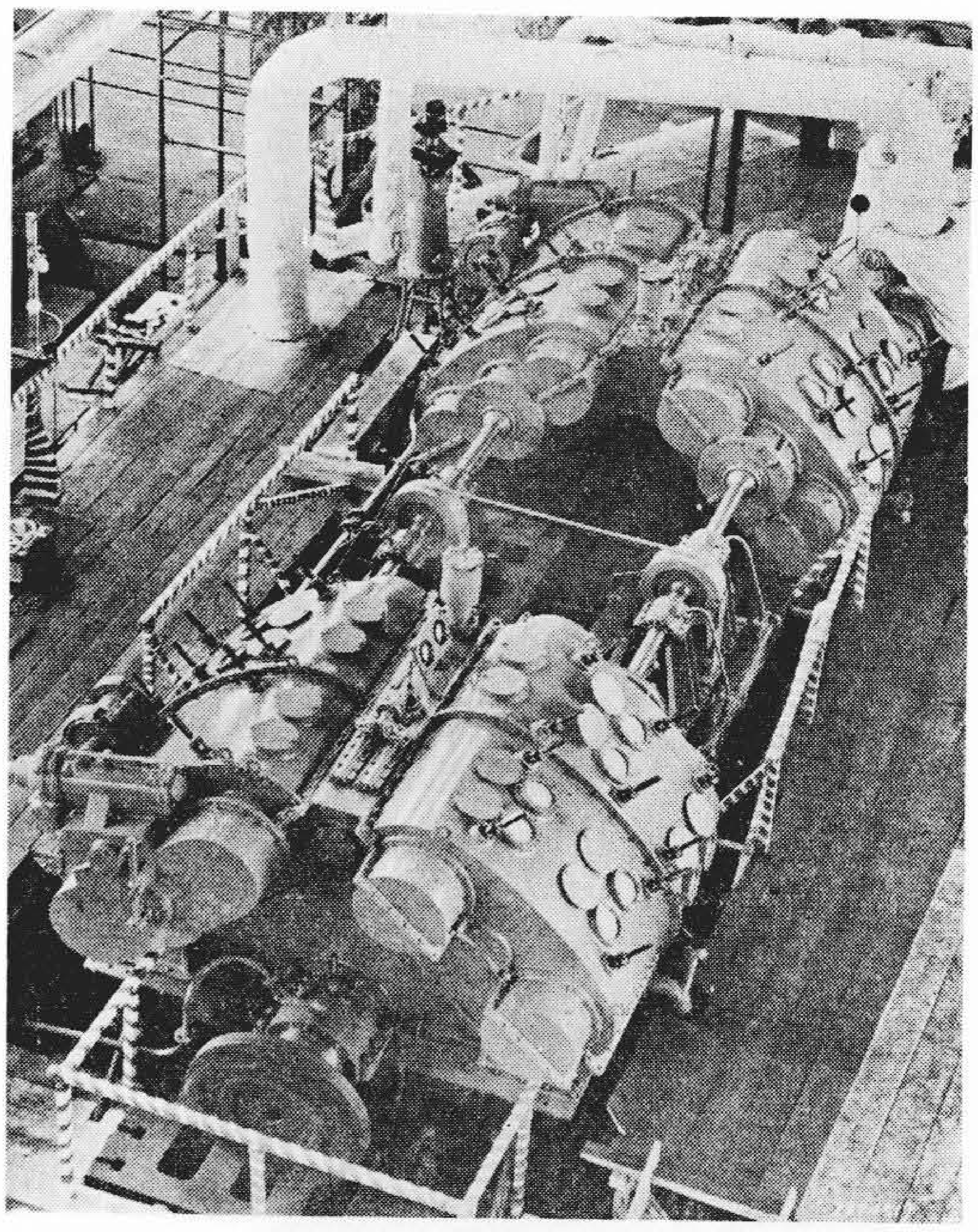
(B) 高低圧タービンの出力が同じである。もし異なる馬力配分のときは，Back-to-Back を採用しなければならない。

(C) 両方式いずれを採用しても，全歯車の半数が後進面で噛合う状態となる。

動力循環方式は，外部より歯車損失に相当する動力を与えなければならないので，高圧タービンを第2段小歯車に連結して装置を駆動した。

10.3 トルクのかけ方

試験用可撓軸の中央フランジ面にトルクレンチをかけて，計画全力時のトルクが歯面に加わるようにねじり，その状態でフランジのリーマボルトをとおして固定した。



第15図 主減速装置全力負荷試験

10.4 起動方法

起動方法として，トルクアプライヤを使用して起動を容易にする方法もあるが，本試験の場合には，高い面圧で起動する場合の軸受メタルの損傷の有無，摩擦係数起動時に各部に加わる応力，所要起動トルクを実験を行つて詳細に検討した結果，トルクをかけた状態で十分に起動できることが判明した。したがつて起動は全負荷をかけた状態で高圧タービンに許すかぎりの蒸気を流し，大歯車カップリングの一端をクレーンで引上げて起動した。

10.5 馬力測定

4本の試験用可撓軸にそれぞれストレンゲージを貼り付け，その読みの平均から馬力を算出した。

第15図に全力負荷試験の写真を示す。

試験結果は，騒音，振動ともに少なく，開放点検の歯

面状態はピッチングの発生そのほかのトラブルは皆無であり，好成績を得ることができた。

11. 結　　言

以上防衛庁納甲型警備艦用主機として設計製作された17,500 S HP タービンおよび減速装置について記述した。

艦艇用タービンは，使用条件，重量，寸法，効率の上に厳しい性能を要求されるので，その発達は商船用タービンの発達の上にも大きな寄与をするものと考える。本文が，この方面の発達にいくぶんなりとも益するところがあれば幸と考える次第である。

本機製作にあたり，種々御懇切な御指導を賜わつた防衛庁の関係各位ならびに有益な御助言をいただいた日立製作所中央研究所明山主任研究員に対し，感謝の意を表します。

特許と新案

最近登録された日立製作所の特許および実用新案（その1）

区別	登録番号	名称	工場別	氏名	登録年月日
特許	237174	タービン負荷調整方法	日立工場	綿森　功 佐藤博司 条野幸三	32. 11. 27
〃	237264	汽罐における層流降水装置	日立工場	滑川　清	32. 11. 29
〃	237272	交流発電機励磁調整装置	日立工場	木田真吉	〃
〃	237267	自動電圧調整速応装置	国分工場	河合義夫	〃
〃	237275	界磁回路限時制御装置	国分工場	酒井真平	〃
〃	237276	電気車における加速度および減速度を一定に保つ制御方式	水戸工場	佐藤賢一	〃
〃	287173	巻上機におけるロープ張力制御装置	亀有工場	鈴木輝彦	32. 11. 27
〃	237259	鋼片装入機のつかみ装置	亀有工場	山本　憲	32. 11. 29
〃	237260	メカニカルシール付軸スリーブを有する耐酸ポンプ	亀有工場	寺田　進	〃
〃	237271	チエン中間駆動装置	亀有工場	亀井茂樹	〃
〃	237273	スライムポンプ	亀有工場	寺田　進	〃
〃	237274	曲線部を走行しうるようにした走行装置	亀有工場	渋谷英寅 井上　啓	〃
〃	237278	開口方向の変えられるグラブバケット	亀有工場	江守忠哉 原　政次	〃
〃	237281	渦巻ポンプにおける漏水にもとづくキャビテーションの防止装置	亀有工場	小堀　威	〃
〃	237282	空気圧縮機用油ポンプ自動切換装置	川崎工場	船山朝義	〃
〃	237265	自動換気制御装置	亀戸工場	居駒恒雄	〃
〃	237266	自動車用トンネルの換気制御装置	亀戸工場	居駒恒雄	〃
〃	237269	油中ヒューズ	亀戸工場	中島敏夫	〃
〃	237279	巻上機の速度制御方式	亀戸工場	森泉袈裟弥	〃
〃	237280	誘導電動機の速度制御装置	亀戸工場	大和利丸 西郷正二	〃
〃	237172	断続信号を連続信号に変換する装置	戸塚工場	高田昇平 井立田義春	32. 11. 27
〃	237175	極超短波周波数弁別器	戸塚工場	関口存哉	〃
〃	237176	バイパス式一次ラインスチッチ方式	戸塚工場	野上邦茂	〃
〃	237212	熱的可変抵抗体を使用する割込防止多数共同加入電話機	戸塚工場	田島喜平太 江森五郎 大塚英次郎	32. 11. 28
〃	237261	極超短波可変インダクタンス装置	戸塚工場	宇佐美　襄	32. 11. 29
〃	237262	リミッタ回路	戸塚工場	三浦武雄	〃
〃	237277	自励発振器を使用する電信用送信機の電鍵操作方式	戸塚工場	高亀陽一 谷　恭彦	〃
〃	237268	アルキル(またはアリル)フルフリロキシシラン製造法	中央研究所	高谷　通	〃
〃	237270	帯電イオン吸収装置	中央研究所	鳥山四男 斎藤清吉	〃
〃	237263	電気機器の時定数制御装置	日立研究所	前川敏明	〃
〃	237283	ガスタービン	日立研究所	古賀善雄	〃

（第24頁に続く）