

防衛庁甲型警備艦用 17,500 SHP タービン 6 基の性能試験結果について

Efficiency Test Results on six main-Propulsion-Steam-Turbines
for Kō-type Guard-Ship Delivered to the Defence Agency

石 橋 英 一*
Eiichi Ishibashi

内 容 梗 概

防衛庁 1,600 トン甲型警備艦用主機械として 17,500 SHP タービン、減速装置および復水器を昭和 30 年度建造の「しきなみ」に 2 基納入して以来同一設計の主機械を引きつづき「たかなみ」および「おおなみ」に納入することができた。

6 基のタービンに対し、満 3 箇年にわたって得られた資料は膨大な量となり、その整理解折にも多くの日数を要した。紙面の都合によりその中からきわめてわずかのデータのみしか紹介できないのは残念であるが、ここでは前半に、陸上および海上における各種の試験結果の中から特に蒸気消費率関係の資料を抜き出して総合的に検討を行ったものを記述し、後半には、計画および実測性能を諸外国の艦艇用タービンの中で最もすぐれていると思われるアメリカおよびイギリス海軍のそれと比較検討したものを示した。

1. 緒 言

防衛庁の 1,600 トン甲型警備艦用主タービンとして 17,500 SHP タービン、減速装置および復水器を昭和 30 年度建造の 1606 号艦「しきなみ」に 2 基納入して以来同一設計の主機械を引きつづき 1610 号艦「たかなみ」および 1611 号艦「おおなみ」に納入し、いずれも無事故の優秀な成績をもって就役中であることは非常に喜ばしい。

本文では 3 艦分、合計 6 台のタービンの各種性能試験から主として蒸気消費率関係の資料をぬき出し総合的に比較検討した結果を紹介するものである。

2. 計 画 概 要

本タービンは艦艇用タービンとしていろいろな特長をもっている。すなわち第二次世界大戦後わが国で製造された艦艇用タービンの中で当時最も本格的な艦艇用タービンであり、諸外国の海軍艦艇のそれと比較しても構造、性能、取扱などの面においてなんら劣るところはなかったといえる。

主減速装置はいわゆる Locked Train 形 2 段減速装置をわが国で最初に開発し実用したものであり、それ以後のわが国の艦艇用タービンの主減速装置として全面的にこの形式が採用される契機を作ったことはきわめて意義深いことである。

タービン、減速装置および復水器の形式ならびに構造についてはいままでにかんり詳しく発表してあるので⁽¹⁾、ここでは蒸気消費率試験に関連する箇所についてのみ簡単に説明する。

本艦は左右両舷機による 2 軸推進方式で回転方向は前進時両軸は外回りで全体の配置は艦首から第 1 缶室、第 1 機械室、第 2 缶室および第 2 機械室の順序に配置され缶室と機械室との間は完全に仕切られている。

力度と主蒸気条件、復水器真空、および主軸回転数との関係は第 1 表のとおりである。

第 1 表 力度と主蒸気条件、復水器真空および主軸回転数との関係

単 位	軸 馬 力 (1 軸 当 り)	主 軸 回 転 数	作 動 蒸 気 条 件		
			圧 力	温 度	真 空
	SHP	rpm	kg/cm ² g	°C	mmHg
計 画 全 力	17,500	400	27	385	680
巡 航 基 準 出 力	1,925	198	27	360	725
後 進 全 力	3,500	230	27	330	665

右舷機(2 機)の艦内配置を第 1 図に示す。

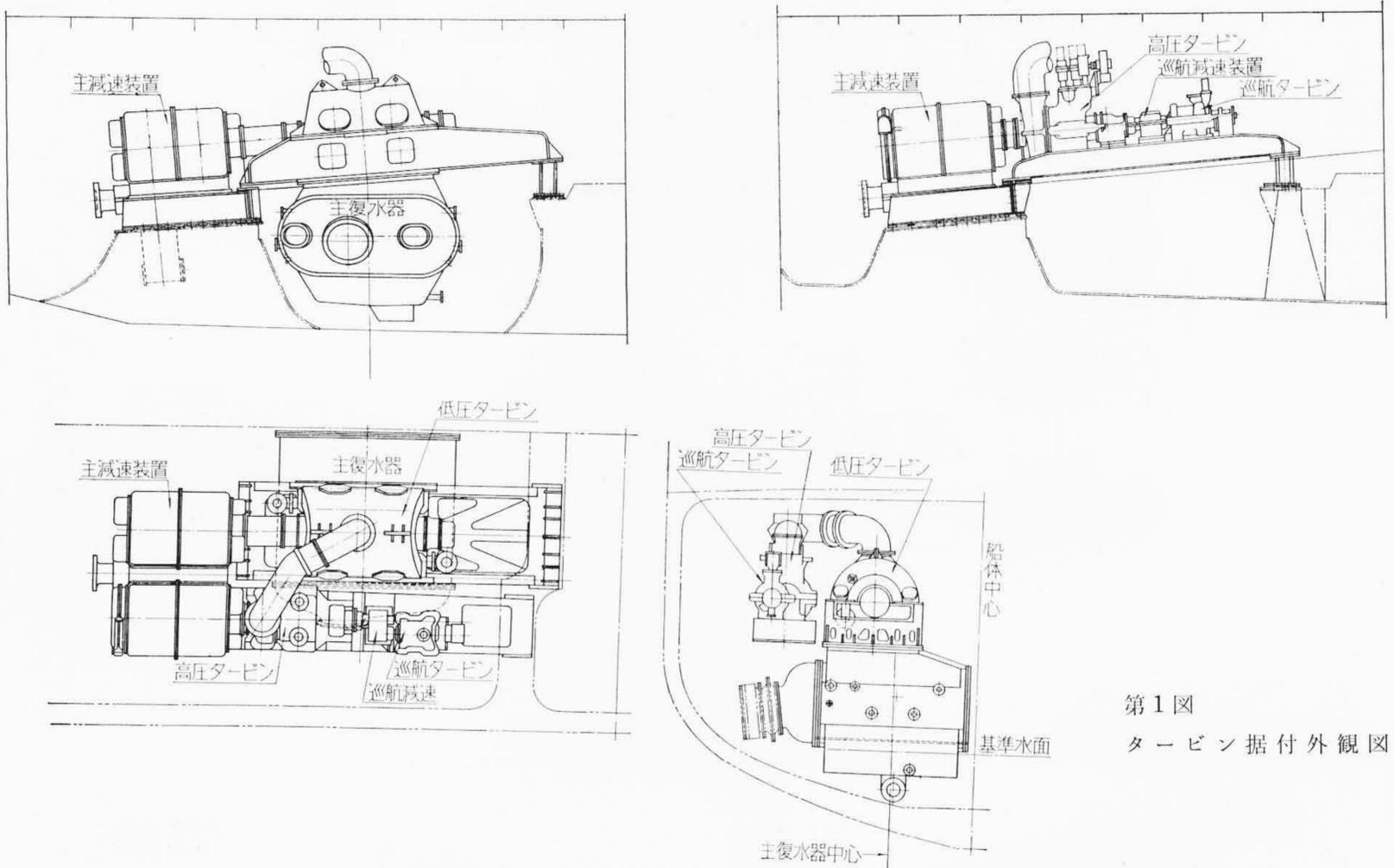
タービンはいわゆる 3 胴式で前進タービンは巡航、高圧および低圧タービンより成り立っており後進タービンは低圧タービンの排気室の両端に装備され、主復水器はガーダ兼用の低圧タービンによりつり下げられている。

巡航タービンは減速歯車を介して高圧タービンに直結されており巡航タービンのみの通気により巡航全力まで、さらに高圧タービンの第 1 弁を半開することにより巡航最大出力(4,875 SHP)までの力度発生が可能である。それ以上の力度では巡航タービンへの通気をやめ巡航切換弁により巡航タービンを主復水器とつなぐとともに主蒸気を $\frac{6}{10}$ 全力までは高圧タービン第 1 段へ通気し、 $\frac{6}{10}$ 以上 $\frac{8}{10}$ 全力までは高圧第 2 段へ、 $\frac{8}{10}$ 全力以上過負荷全力までは高圧第 4 段へ通気する。



海上公式試運転中の「おおなみ」

* 日立製作所日立工場



第1図
タービン据付外観図

計画全力時のタービンの回転数は第2表のとおりである。

第2図にタービンおよび減速歯車の回転部を示し、さらに各タービンの蒸気通路の詳細を図示した。

タービンはいずれも衝動式で調整段には2列カーチス翼車を使用し、ほかはラトー段落である。巡航タービンは巡航基準出力時に一部が反動度をもち、高圧タービンおよび低圧タービンは $\frac{6}{10}$ 全力で多少反動度をもっており、いずれも力度がふえるにしたがって反動度は増大してゆく。

主復水器は単流式で低速および後進時を除いてはスクープによる海水を冷却水として使用しており、真空は蒸気量すなわち力度によって変化する。本タービンの*i-s*線図上における膨張を巡航基準出力、巡航全力、 $\frac{6}{10}$ 全力(設計点)および計画全力の四つの場合について第3図に示す。ここで示すタービンの内部効率には蒸気室以後の蒸気の絞り損失、途中の段落における空転損失、内部漏えい損失、湿り域における湿り損失および排気損失を含んでいるが後進段落の風損および外部漏えい損失は含まれていない。これらの含まれていないものに対しては別途出力計算時に考慮してある。

第4図に操縦装置系統ならびに巡航タービン運転時および高圧タービン運転時の蒸気の流れを示す。

第5図にグランドパッキンよりの漏えい蒸気量をいろいろな力度の場合について示す。ただし符号が“-”になっているものは蒸気の流れの方向が図示の方向の逆になっていることを示し、またあらかじめ蒸気量が記入してあるものは力度によって漏えい量が変わらないことを示す。

以上のことを念頭において蒸気消費率を次のとおり定義する。

$$WR = \frac{\text{(主蒸気室に流入した主蒸気量)}}{\text{(主減速装置軸端にておける発生馬力)}} \dots\dots\dots (1)$$

ただし、主蒸気の圧力、温度、排気真空、および主軸回転数は各力度において定められた条件のものとする。このように定義すると主蒸気室以降のタービン熱効率はもちろんのこと外部漏えい損失、絞り損失、放熱および伝熱による損失、機械損失そのほかすべての損

第2表 計画全力時のタービン回転数

軸馬力	回 転 数			
	巡航タービン	高圧タービン	低圧タービン	主 軸
SHP	rpm	rpm	rpm	rpm
17,500	10,132	6,101	5,084	400

失がタービン出力を減ずるものとして考慮されたことになる。

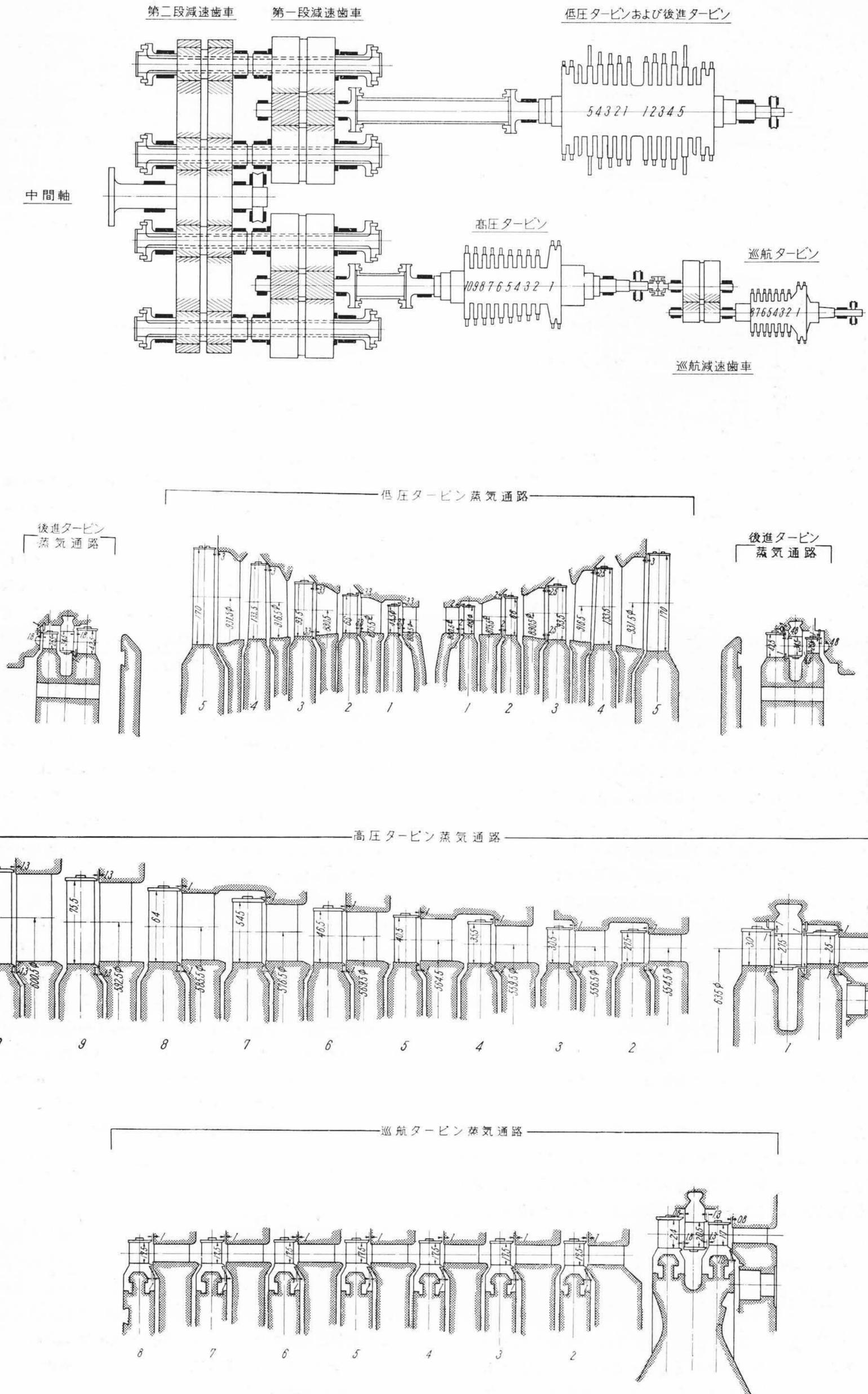
蒸気消費率および実際の運転状態を定格状態に換算するための補正係数を第6図に示す。蒸気消費率の保証は巡航基準出力(1,925 SHP)および計画全力(17,500 SHP)の2点に対して行っているので補正係数もこれらの2点に対するものを示した。点線が巡航基準出力に対する補正曲線で主蒸気圧力、主蒸気温度および復水器上部真空について示してあり、主軸回転数は陸上性能試験時に定格回転数になるように水動力計を調整して計測するので主軸回転数に対する補正係数はない。同様に実線が計画全力に対するもので主蒸気圧力、主蒸気温度、主軸回転数および復水器上部真空が変化した場合に対して示してある。

3. 性能試験

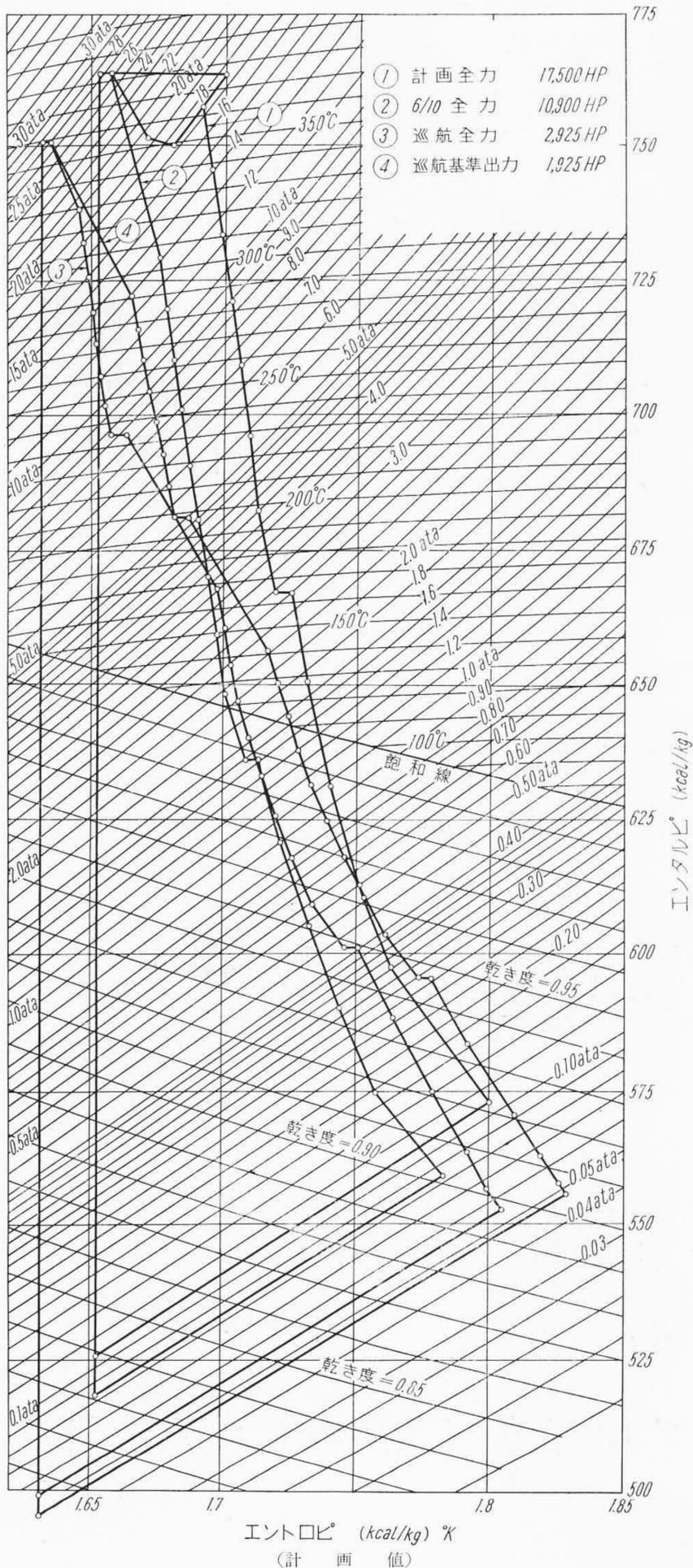
「しきなみ」、「たかなみ」および「おおなみ」の主機械の基本設計は皆同一であるがおのおの発注年度が異なっており、それにともなって各タービンの性能試験を行った期日も変わってきている。さらに同一艦においても巡航基準出力時およびそれに関連した試験はタービン単独で陸上において施行され、計画全力およびそれに関連した諸試験は艦に搭載後完成状態で海上で公試が行われる。また陸上試験では左舷機と右舷機は多少期日がずれて別々に行われるが、海上試験は左右両舷機とも同時に立会試験が行われたことはいうまでもない。陸上および海上公試の行われた期日は第3表のとおりである。

3.1 陸上性能試験

巡航基準出力時の蒸気消費率の計測は日立製作所日立工場におい



第 2 図 主機械全体配備および各タービンの蒸気通路の詳細



第3図 各力度における線図上の膨脹

て水動力計により規定の負荷をかけて行なった。すなわち工場設備を使用し諸元を計画条件に極力近くなるようにして整定させたのち、復水量を2個の計測タンクに交互に分けて連続秤量するとともに計測開始時と終了時には復水器内の水位を一定にして誤差がないようにした。ただしこの復水量の中には主空気エゼクタ駆動蒸気、パッキング蒸気量が同時に流入するのでそれらを、おのおの実測し前述の蒸気消費率の定義に合致するように次式による蒸気消費率を求めた。

$$WR = \frac{G - g_1 - g_2 + g_3 - g_4}{W \cdot N} \times C_p \times C_t \times C_r \dots (2)$$

ここで WR: 実測蒸気消費率 (補正済み) kg/SHP/h
 G: 計測された復水量 kg/h
 g₁: 主空気エゼクタ1次駆動蒸気量 kg/h

第3表 陸上および海上公試の行われた期日

艦名	艦番号	陸上公試	海上公試
しきなみ	1606	32-6/上~32-7/中	33-1/中~33-1/下
たかなみ	1610	34-6/上~34-6/中	34-11/中~33-11/中
おおなみ	1611	34-12/下~35-1/上	35-6/中~35-6/下

注1: 期日の記載はたとえば、しきなみ陸上公試32-6/上~32-7/中となっているのは昭和32年6月上旬より昭和32年7月中旬までの間に、左右両航機の陸上公試が行われたことを示す。その他についても同様。

- g₂: パッキング蒸気供給量 kg/h
 - g₃: パッキング蒸気コンデンサードレーン量 kg/h
 - g₄: パッキング蒸気コンデンサー用エゼクタ駆動蒸気量 kg/h
 - W: 水動力計読み
 - N: 主軸回転数 rpm
 - C_p: 主蒸気圧力による補正係数
 - C_t: 主蒸気温度による補正係数
 - C_r: 復水器上部真空による補正係数
- (第6図による)

(2)式により蒸気消費率を計算し3艦分をとりまとめ左舷機を第7図に、右舷機を第8図に示す。

3.2 海上性能試験

本タービンの海上における性能試験においては従来の船用タービンまたは発電用タービンに比して種々の異なった経験をすることができた。

左舷機室と右舷機室は完全に仕切られているので2組の計測係が必要となるとともにこれらの取りまがが必要であるので第9図に示すような構成にした。もちろんここに示す人員構成は本文でのべる蒸気消費率試験に直接関係ある部分のみを示したのでこのほかに一般の計測または点検を行う人は含まれていない。

第9図を簡単に説明すると、計算係および各舷の計測係はおのおの2名とし、いずれもいわゆる「二重チェック」方式により万全を期した。たとえば計測係で圧力関係を記録する人は所定時間に圧力を計測するとともにそれが終われば温度関係を計測記録し、同様に温度関係を記録する人はこの逆を実行することにより読み違いなどの不注意にもとづく間違いを防止した。この方法は実際にきわめて効果的であるとともに各部が完全に整定しているか否かも知ることができるので便利であった。

(A) 蒸気流量計測方法

海上公試において主蒸気流量または復水量の直接計測は不可能であるので実測ノズル面積をもとにして蒸気流量を推定するほかはない。この方法より求めた実際の蒸気量はおのおの計器が正しく更正され、ノズル面積が正確に実測されていれば実用上誤差はほとんどないと考えてよい。事実ボイラ関係の各種計測値よりタービン側の計測とは無関係にもとめたタービンの主蒸気流量がノズル面積をもとにしてボイラ側と無関係にタービン側で求めた主蒸気流量とほとんどすべての場合に実用上差つかえない範囲で一致した。

ノズルを通過する蒸気流量は次式で求められる。

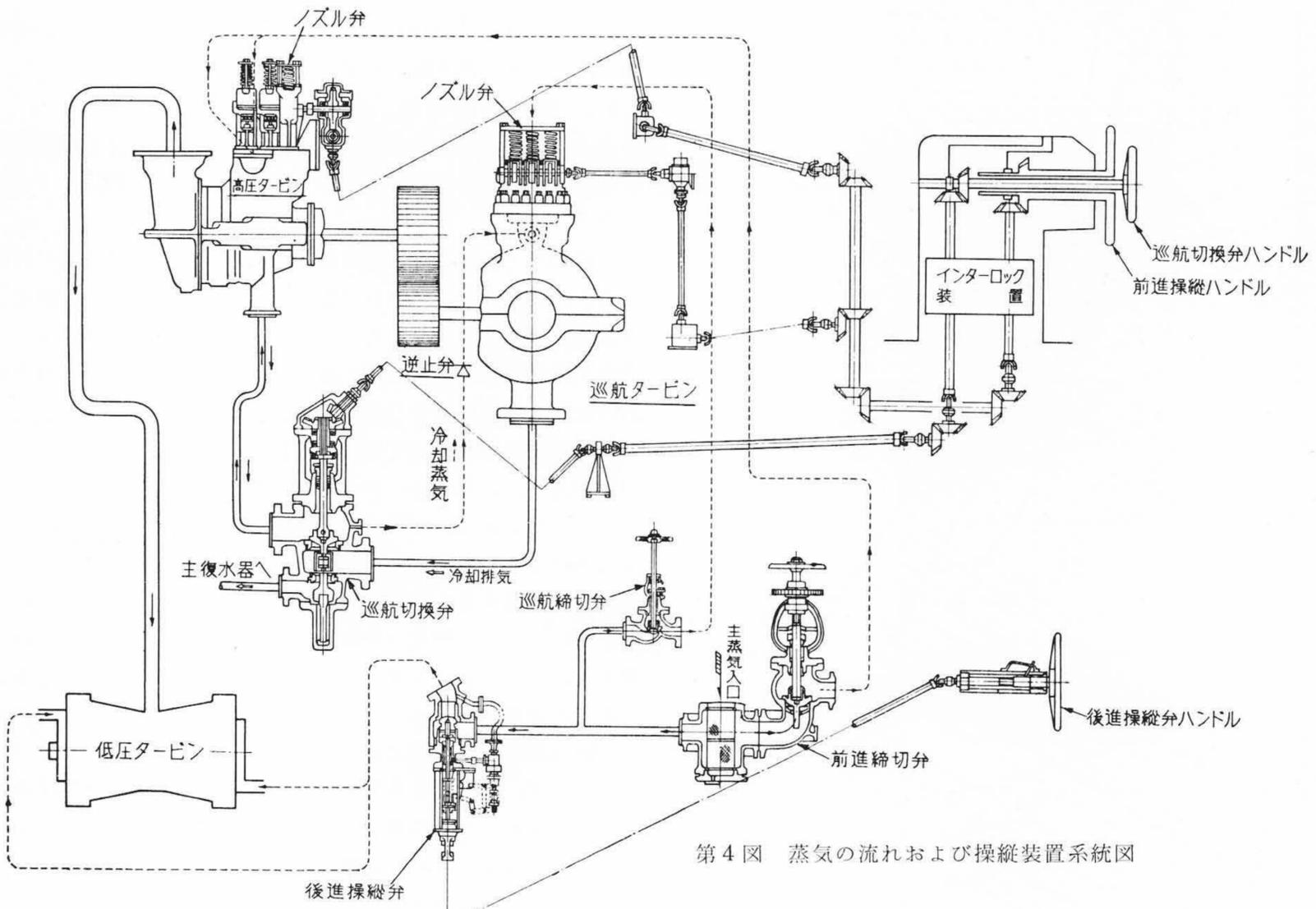
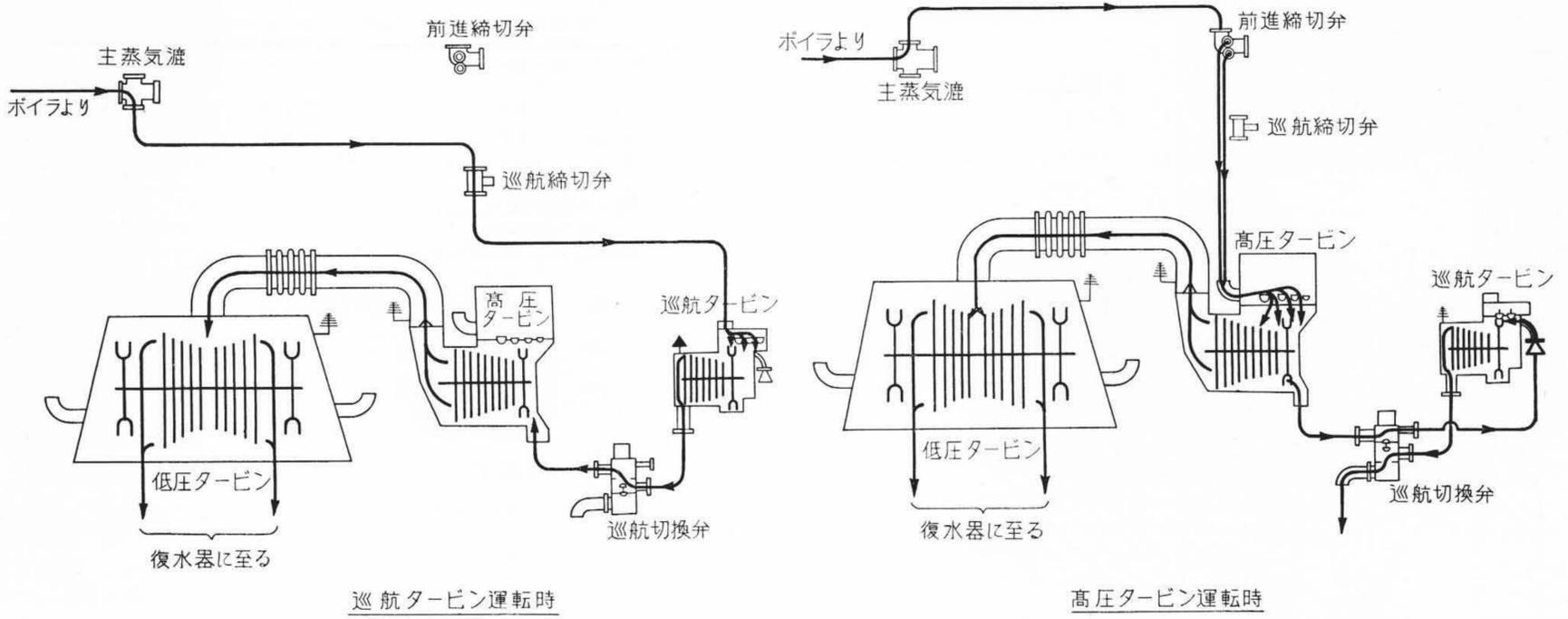
$$G_n = A \times \phi \times 0.752 \sqrt{\frac{p_0 - \Delta p}{v}} \quad \text{kg/h}$$

$$\text{ただし } \Delta p = \rho \frac{w_0^2}{2g v_0} \quad \text{kg/cm}^2$$

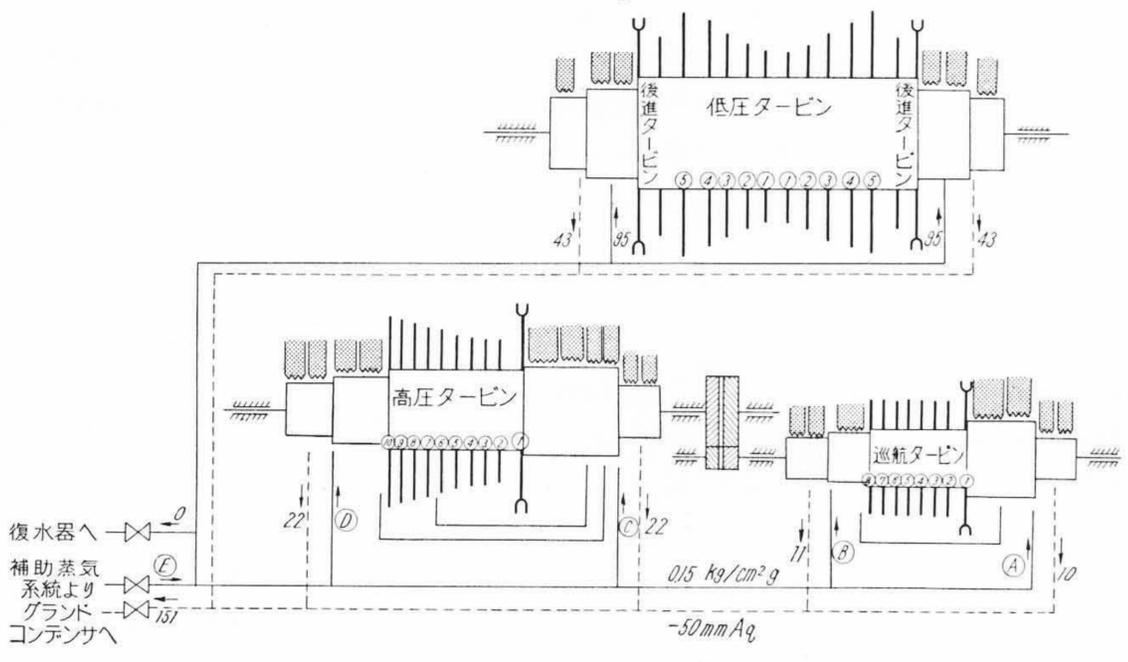
$$w_0 = \frac{G_n v_0}{\frac{\pi}{4} d^2 \times 3,600} \quad \text{m/s}$$

... (3)

ここに G_n: ノズルを通過する実測蒸気流量 kg/h
 A: ノズル実測面積 mm²
 φ: 流量係数
 p₀: 蒸気室圧力 kg/cm² abs



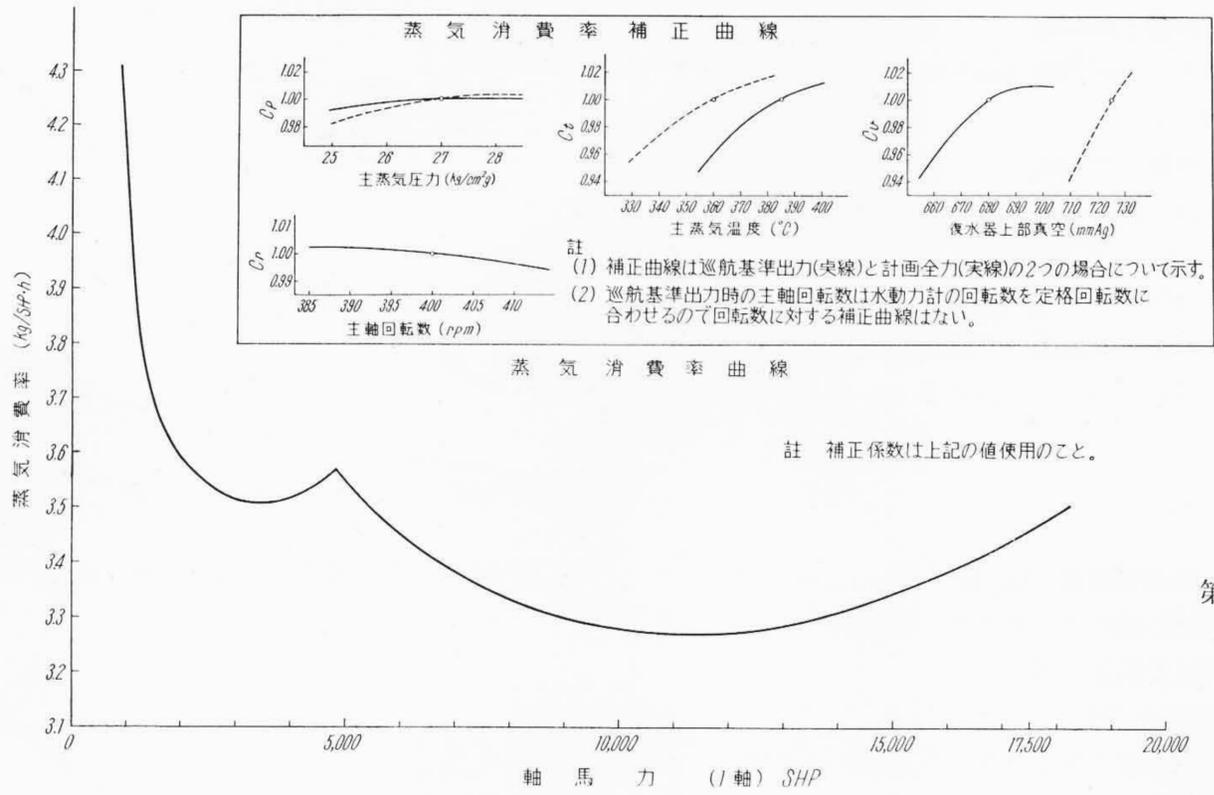
第4図 蒸気の流れおよび操縦装置系統図



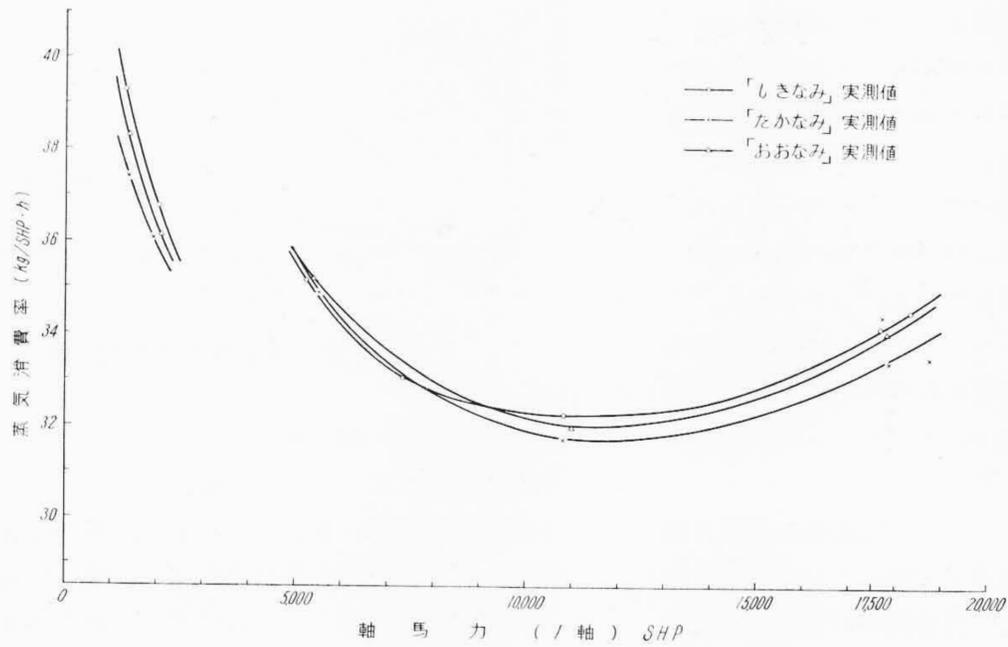
(計画値) 第5図 グランドパッキングよりの漏洩蒸気量

	補助蒸気系統よりの供給 kg/h				
	A	B	C	D	E
後進または暖機	34	34	64	49	371
巡航基準出力	-74	-80	64	48	148
巡航全力	-107	-135	64	47	59
6/10 全力	34	34	-10	0	240
計画全力	34	34	-50	-31	177

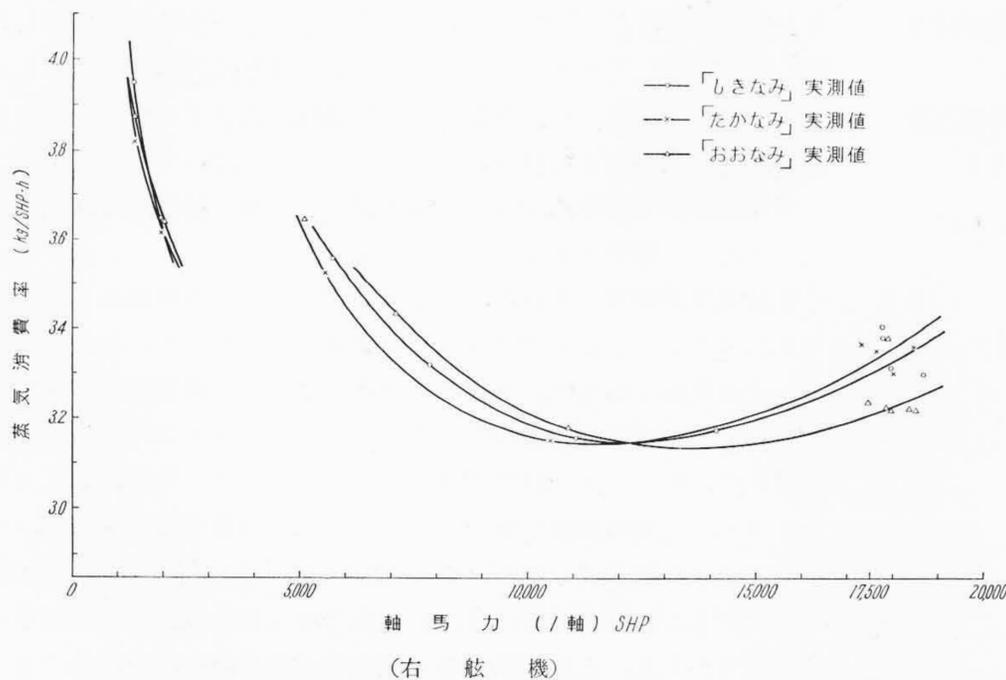
注1 符号が-になっているのは矢印と反対方向に蒸気が流れることを示す。
 注2 蒸気量が図中に記入してあるものは量および方向が出力のいかに関係せず変らないことを示す。



第6図 計画蒸気消費率および補正曲線



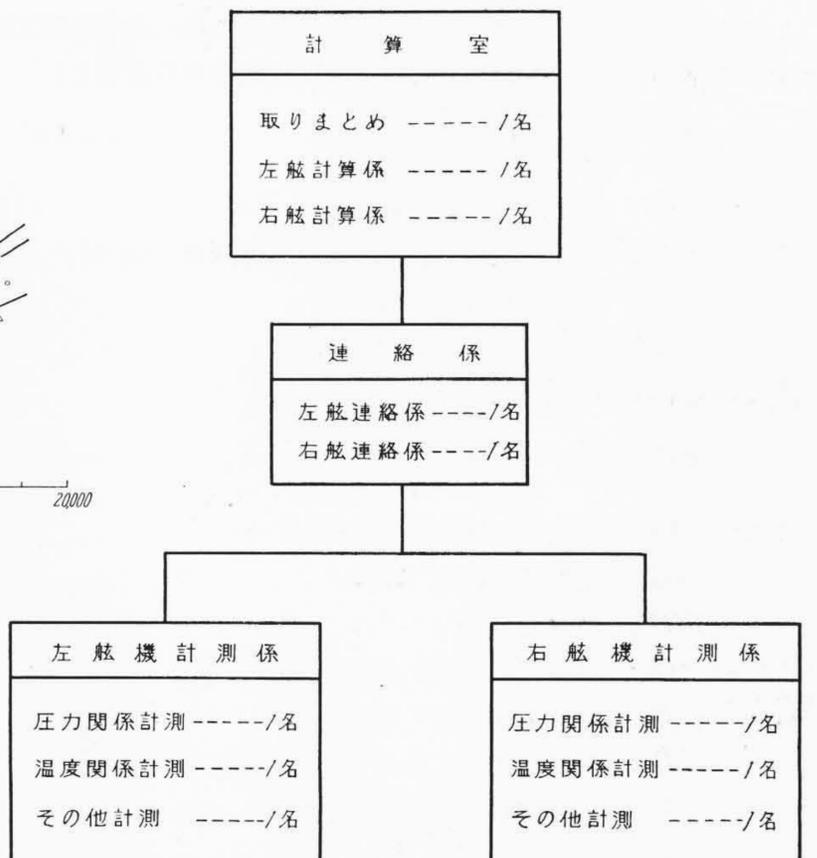
第7図 計画および実測蒸気消費率(左舷機)



第8図 計画および実測蒸気消費率

第9図

海上公試時の性能関係計測人員構成



- v : ノズル前の蒸気比容積 (m^3/kg)
- Δp : 蒸気室とノズル前までの圧力差 (kg/cm^2)
- ρ : ノズル弁抵抗係数
- v_0 : 蒸気室の蒸気の比容積 (m^3/kg)
- w_0 : 弁スロートのところにおける蒸気速度 (m/s)
- d : 弁スロート径 (m)
- g : 動力の加速度 (m/s^2)

こうして求めた実測蒸気流量に対して実測時の主蒸気温度と計画時のそれとの差に対して次の温度補正を行うことが必要である。すなわち補正流量を G_c とすると

$$G_c = G_n \sqrt{\frac{T}{T_0}} \dots\dots\dots(4)$$

- ここで G_c : 温度補正を行った蒸気流量 (kg/h)
- G_n : 実測蒸気流量 ((3)式により求める) (kg/h)
- T_0 : 蒸気室の計画時絶対温度 (K)
- T : 実測時の蒸気室温度 (K)

このようにして主蒸気流量を計算することができるが、本タービンの場合はさらに次の二つの点が問題となってくる。

- (1) 各弁はお互いにオーバーラップした状態で次々に開いて行く。
- (2) 高圧タービンの第1段ノズルを通るのは高圧第一弁および第2弁のみで第3, 4弁は第1段ノズルをバイパスしてそれぞれ高圧第1段後および第3段後に導入されており、この時の各弁を通る蒸気量を知ることは不可能である。

第1の問題点に対しては性能試験時だけ弁のオーバーラップをなくして計測を行うことにした。たとえば第2弁が開き始める前に第1弁が全開になるようにあらかじめ第1弁を引き上げることにし、このために特殊の装置を用意した。狭いスペースでしかも高温蒸気の通るところであり、さらに公試時のある定められた短時間内にこの操作を行う必要があるため、事前には多少の不安もあったが実際にはまったく問題なく完了することができた。

次に第2の問題点に対しては、タービン内の蒸気流量と高圧4段前および低圧1段前の計画圧力が計画全力まで解っているのに対して第1弁全開時、第1弁および第2弁全開時の実測圧力を記入し、その2点を通りしかも計画値と同一傾向の曲線を引く。この曲線をもとにして蒸気消費率試験時の高圧第4段前圧力および低圧第1段前の圧力の計測値より流量を読みとれば実際蒸気流量が求まる。

この時の流量に対して計画時と実測時の温度の差に対する補正を次式にて行えばよい。すなわち補正後の蒸気流量を G とすると

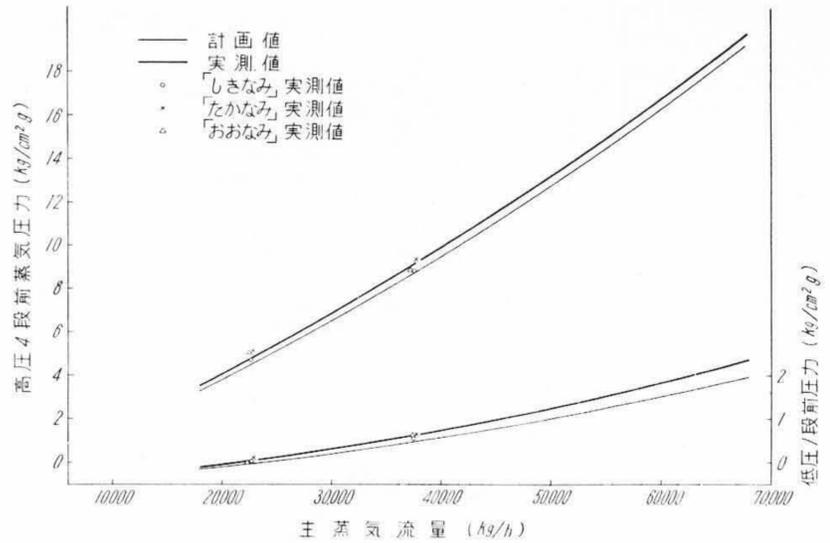
$$G = G_m \sqrt{\frac{T_0}{T}} \dots\dots\dots(5)$$

- ここで G : 補正蒸気流量 (kg/h)
- G_m : 前記曲線によって求めた蒸気流量 (kg/h)
- T_0 : 計画時蒸気室温度 (K)
- T : 実測時蒸気室温度 (K)

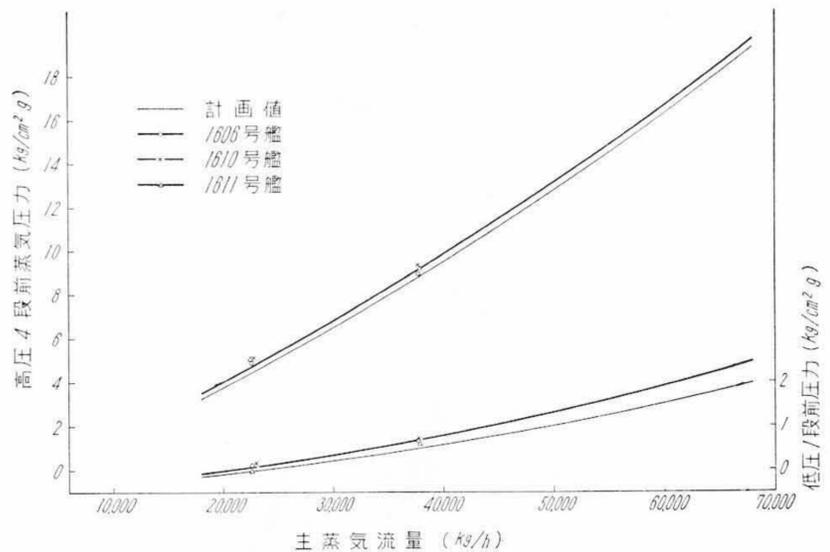
蒸気消費率は次の式で計算できる。

$$WR = \frac{G}{SHP} \times C_p \times C_t \times C_v \times C_r \dots\dots\dots(6)$$

- ここで WR : 補正蒸気消費率 ($kg/SHP \cdot h$)
 - G : 補正蒸気流量 (kg/h)
 - SHP : 軸馬力 (HP)
 - C_p : 主蒸気圧力にする補正係数
 - C_t : 主蒸気温度にする補正係数
 - C_v : 復水器上部真空にする補正係数
 - C_r : 主軸回転にする補正係数
- } (第6図による)



第10図 蒸気消費量計測用曲線 (左舷機)



第11図 蒸気消費量計測用曲線 (右舷機)

(B) 計測結果

前述の方法により求めた3艦合計6台分のタービンの蒸気消費率を右舷機と左舷機に類別し、総合的な検討を加える。

第10, 11図に蒸気消費率計測用曲線の代表例を示す。細線で示してあるのが計画値で、これに対して第1弁全開時および第1弁および第2弁全開時のデータより G_n を計算し、 G_c に直して記入してあり、◎印が「しきなみ」、×印が「たかなみ」、△印が「おおなみ」の値を示す。ここではこれらの点を通して一つの曲線だけしか描いてないが、これは3艦分のタービンがほとんど誤差のないことを示すものである。なお実際の海上公試時には各タービンに対して厳密に計測点を通る曲線を引いて使用したことはない。

蒸気消費率3艦分の実測値は第7図に左舷機、第8図に右舷機を示してあり、符号は上記のとおりである。

実測蒸気消費率の全般をみてまず感ずることは両舷機とも $3/10$ 全力または $4/10$ 全力以上 $10.5/10$ 全力の範囲で良くなっていることである。その原因としては、タービン効率向上のため蒸気通路に採用した特殊構造が予想外に効いたと考えられる。たとえば作動蒸気の漏洩防止のため、ラトー一段では BTH メタルとフィンを使用してノズルとブレード間の間隙を少なくし、カーチス段落ではラギアル、フィンをつけた構造にしたが、この効果はタービン段落の反動度がふえるにともない増大する。すなわち高力度になるほど蒸気消費率の減少割合がふえ、これが前述の実測蒸気消費率の傾向を裏付ける一つの大きな理由と考えられる。また Locked Trian 形2段減速装置の諸損失が計画当初の予想値よりかなり少なかったことが考えられる。このほかにこれと同様なことが二、三考えられるがここでは詳細は省略する。

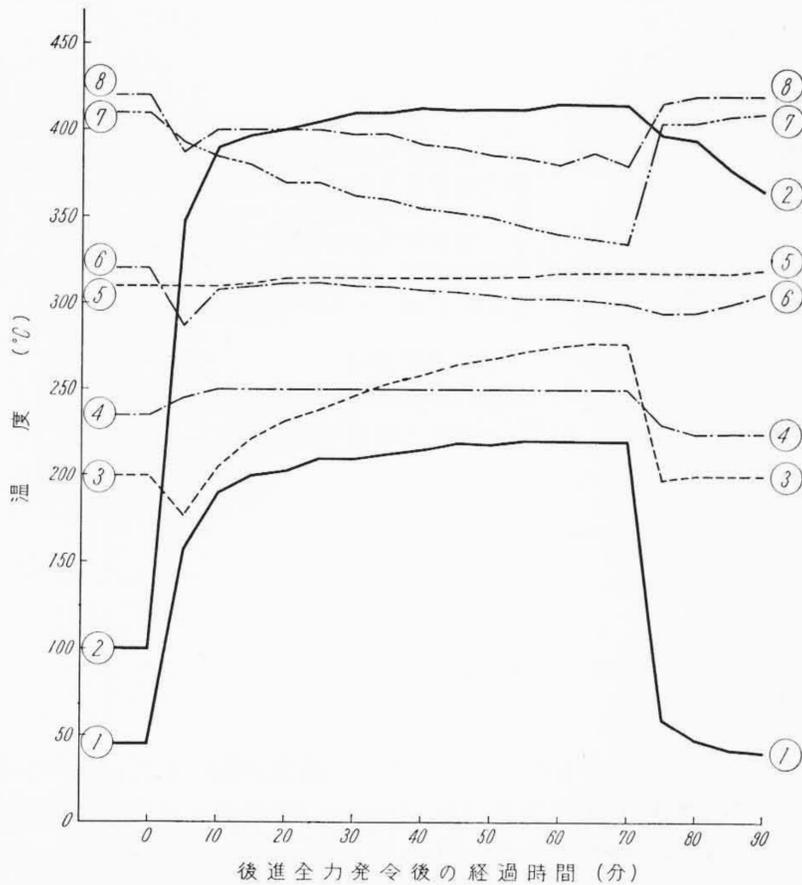
巡航基準時における蒸気消費率は保証値を満足しており問題はないが、計画全力時に比して計画値に対する実測値が同じ割合で良く

なっていないことに対して、しいてタービンの外部に原因を求めると、計画全力時の復水器真空と巡航基準時の真空との関係に、もう少し改善の余地があるように考えられる。これに関しては船全体との関連があるので、ここでは詳しくはふれないことにして、ただアメリカ海軍、特にGE社ではこの研究を戦後大々的に行ったということに付言するにとどめる⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

(C) 後進運転性能

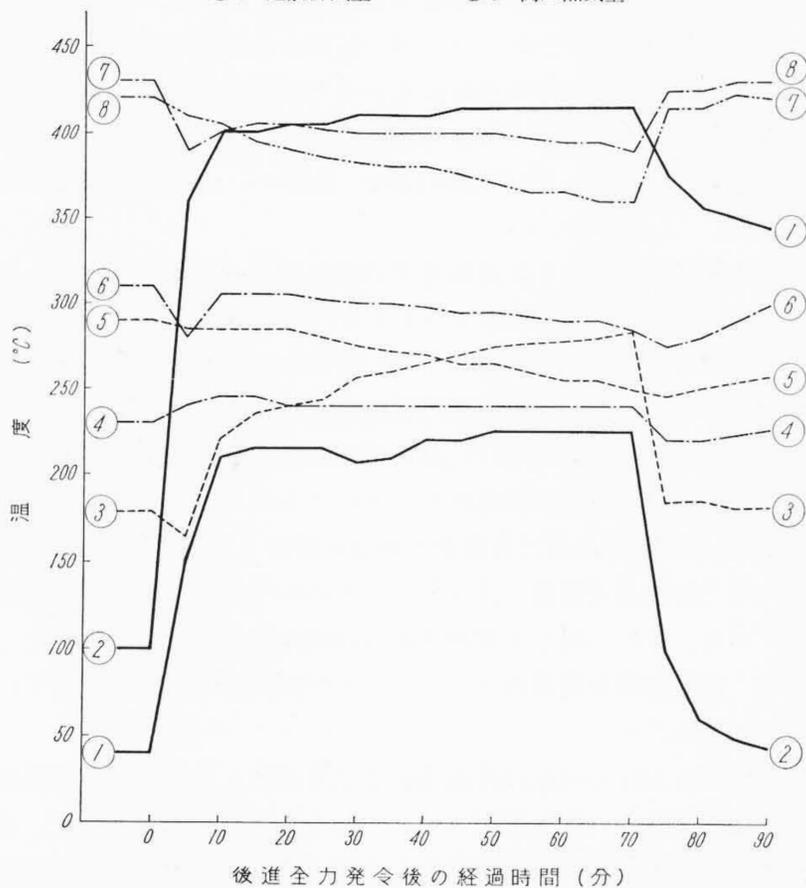
本タービンは長時間の後進運転を行ってもなんら支障がないように特に注意し設計されたものであり⁽⁶⁾、「たかなみ」で後進全力運転を1時間行なった際の実測データをここに示す。

第12図および第13図は後進発令後のタービン各部の温度を示す



第12図 後進全力運転時の各部の温度, °C (たかなみ左舷機)

- ①: 後進蒸気室
- ②: 後進排気室
- ③: 低圧蒸気室
- ④: 巡航排気室
- ⑤: 巡航蒸気室
- ⑥: 巡航第段後
- ⑦: 高圧第段後
- ⑧: 高圧蒸気室



第13図 後進全力運転時の各部の温度, °C (たかなみ右舷機)

もので太線が後進蒸気温度、細線が前進タービンの温度を示す。後進発令10分後に後進蒸気温度はほぼ整定し(回転数および船の速度はここには示していないが、これ以前に整定している)、これより1時間連続後進全力運転を行った。後進タービンの計画主蒸気温度330°Cに対して実際は80°C高い410°Cの主蒸気で運転を行ったが、まったく異状はなかった。

左舷機および右舷機とも傾向はほとんど同じで、いずれも後進運転時間の経過とともに後進蒸気は少しずつ上昇しているにもかかわらず、前進タービンの各部の温度は前進タービンの低圧蒸気室を除いて少しずつ下がっている。前進タービン低圧蒸気室の温度は(第11図および第12図の③)後進運転1時間間に60~70°C上っているが、これは温度変化の傾向よりみて後進タービン排気の影響によるもので、さらに後進運転を続行した場合同様な割合で増大せず、その増加率は少なくなるものと考えられる。前進タービン低圧蒸気室の制限温度385°Cおよび実際運転時の主蒸気温度が最初の計画値に対して異常に高かったことを合わせ考えてみると、たとえ後進全力運転をさらに長時間行なってもまだ十分余裕があると思われる。

後進運転1時間後前進全力に移ると後進タービンの蒸気室を除き各部の温度は大体5分間で後進発令前の状態にもどっている。

後進タービン力度は計画値3,500 SHPに対して、いずれのタービンもそれ以上の馬力を実際に発生しておりさらに余裕をもっていた。後進運転中の各軸受の温度上昇、振動、騒音などもなんら異状なく安定した運転をすることができたことを付け加えておく。

4. 諸外国との性能比較

現在公表されている諸外国の艦艇用タービンで最も性能のすぐれているものはアメリカ海軍およびイギリス海軍で使用しているタービンであり、これらはかなり詳しく資料が解っているのもそれ⁽⁶⁾⁽²⁾⁽³⁾をもとにして総合機関効率を算出し、前述の甲警用タービンの実測性能と比較する。

タービンの蒸気消費率は一般に次の式で計算できる。

$$WR = \frac{632}{H_0 \cdot \eta_i \cdot \eta_{mt} \cdot \eta_{mg} \cdot \eta_e \cdot \eta_x} \equiv \frac{632}{H_0 \cdot \eta} \dots\dots\dots (4)$$

ここで WR: 蒸気消費率(ただし使用馬力はメートル馬力に換算した値とする)(kg/SHPh)

H₀: 断熱熱落差(kcal/kg)

η: 機関総合効率

η_i: タービン内部効率(排気損失をふくむ)

η_{mt}: タービン機械効率

η_{mg}: 減速装置機械効率

η_e: 漏えい効率

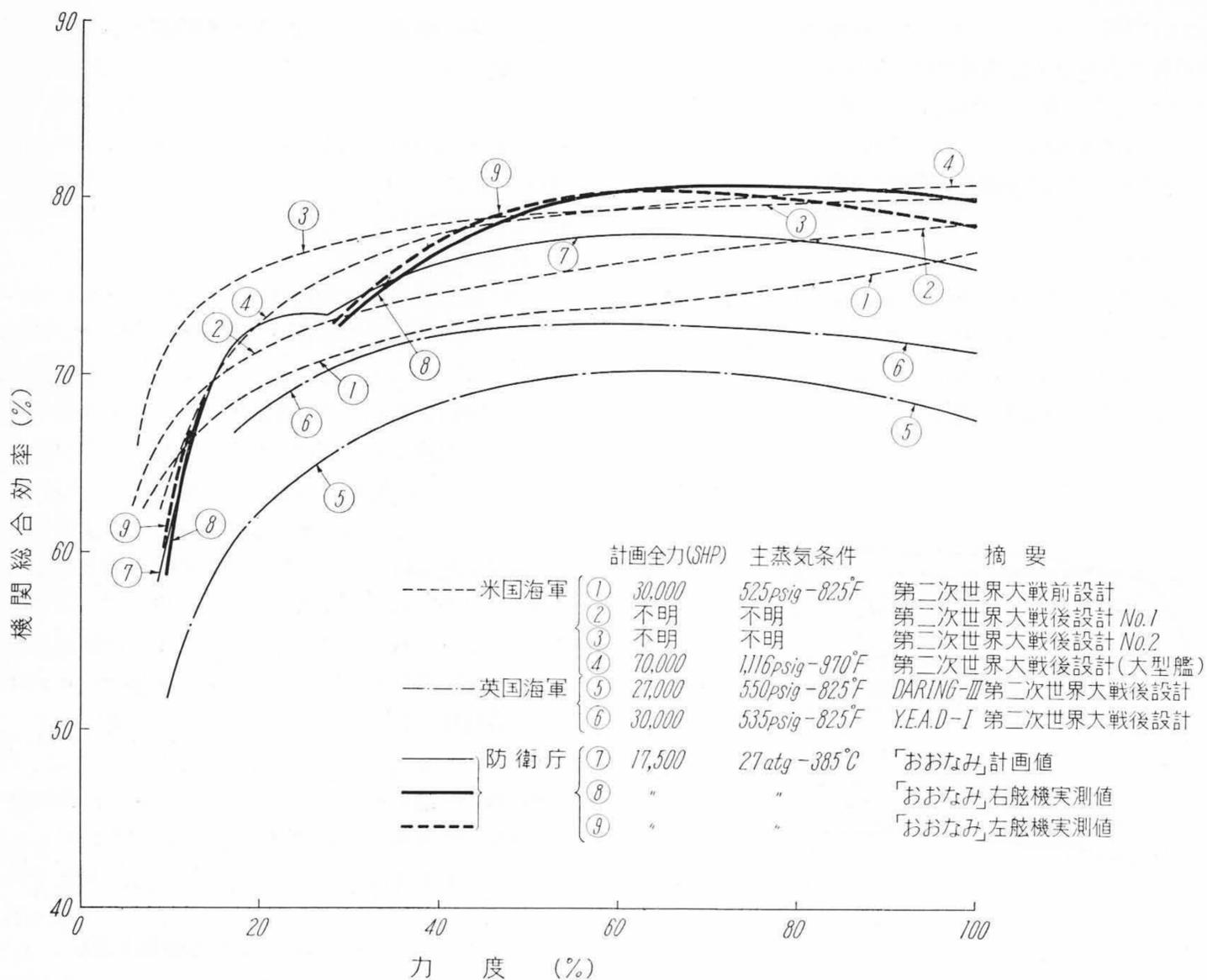
η_x: 輻射その他効率

したがって機関総合効率は

$$\eta = \frac{632}{H_0 \cdot WR} \dots\dots\dots (5)$$

にて表わされ、主蒸気条件、復水器真空および蒸気消費率が解っていると直ちに求めることができるとともに、タービンおよび減速装置の性能が全部含まれるので単にタービン内部効率を比較する場合より全体をはあくすることができる。

第14図に各種艦艇用タービンの力度と機関総合効率の関係を示す。点線(①~④)はアメリカ海軍の艦艇タービンを示すもので、①は第二次世界大戦前に設計されたもので計画全力は30,000 SHPでこの時の作動蒸気条件は525 psig-825°F-27.45 in Hg(36.9 kg/cm²g-440°C-695 mmHg)、主軸回転数は397 rpmである。タービンは巡航タービン、高圧タービンおよび低圧タービンよりなる「3胴形タービン」で主減速装置はLocked Train形2段減速装置、計画全力



第14図 各種艦艇用タービンの機関総合効率

時の各タービンの回転数は10,126-5,691-4,792 rpm (巡航-高圧-低圧)となっておりここで論じた甲型警備艦用 17,500 SHP タービンに似ている。

②および③は第二次世界大戦後に設計されたもので力度,回転数,蒸気条件など不明であるが,①に比して高温高压蒸気を使用し,力度も増大しているのはもちろんのこと,高硬度歯車材の使用により高負荷で小形軽量な主減速装置を使用している(第二次世界大戦後,米国海軍では高硬度高負荷歯車を実用し,戦前のものに比して歯面荷重は2倍以上になっているから,主減速装置の効率も戦前に比して良くなっている)と考えられる。

④は第二次世界大戦後設計のタービンで大形艦に搭載されたものであり計画全力は70,000 SHPで,この時の作動蒸気条件は1,116 psig-970°F-28.0 in Hg(78.5 kg/cm²g-521°C-711 mmHg),主軸回転数は170 rpmである。タービンは高圧および中圧タービンが一体構造になっており,力度によって直列または並列に使用されるいわゆる「Series-Parallel形式」になっており,これに低圧タービンが加わって全体としては「2胴式タービン」になっている。主減速装置はLocked Train 形2段減速装置で1段および2段の歯面荷重はフート,ポンド単位のK-係数でそれぞれ220以上および170以上といった高負荷高硬度歯車を使用している。計画全力時のタービンの回転数は6,485-4,018 rpm(高圧および中圧-低圧)である。

鎖線(⑤および⑥)は英国海軍の艦艇用タービンを示し,いずれも第二次世界大戦後設計されたものである。⑤はDaring III級駆逐艦に搭載されたもので計画全力は27,000 SHP,この時の作動蒸気条件は550 psig-825°F-27.5 in Hg(38.7 kg/cm²g-400°C-695mmHg)である。タービンは高圧タービンおよび低圧タービンよりなる2胴形タービンで主減速装置はLocked Train 形2段減速装置を使用し,タービン回転数は軽排水量時8,250-6,357 rpm(高圧-低圧)とな

っており,今までのものに比してかなり高速回転にしているのが目立つ。⑥はY.E.A.D.-1と呼ばれ,Daring III級タービンの後に設計されたもので計画全力は30,000 SHP,この時の作動蒸気条件は535 psig-825°F-26.5 in Hg(37.6 kg/cm²g-400°C-673 mmHg),主軸回転数は200rpmである。主減速装置はLocked Train 形2段減速装置であるが,今までのものと異なり第1段および第2段ともシングル,ヘリカル歯車を使用し,第1段減速歯車の歯面荷重もK-係数で450以上という高負荷になっている点が異彩を放っている。また低力度の燃料消費量をへらすために0.5/10~6/10全力の間では主蒸気温度を925°F(495°C)と計画全力時に比して100°F高い主蒸気を使用しているのもこのタービンの大きな特長である。タービンの回転数は計画全力時,高圧タービン7,767 rpm,低圧タービン6,023 rpmである。

以上6種類の米国および英国海軍の艦艇用タービンに対して,この甲型警備艦用17,500 SHPタービンとの比較を行うわけで,第14図に計画値を細い実線⑦にて示した。実測性能は例を「たかなみ」にとり太線にて表わし,実線⑧が右舷機,点線⑨が左舷機を示す。第14図をみて直ぐ解るように,高力度における計画性能は英国海軍で,第二次世界大戦後設計されたものよりもすぐれているとともに,米国海軍の第二次世界大戦前の設計より良くなっており,さらに第二次世界大戦後設計されたものの中で②とほぼ同等の値になっている。これに対して実測性能は計画性能より大幅に良くなっており,米国海軍が最近設計したものと大体同じくらいになっていることが解る。

巡航出力における性能は計画値および実測値とも大形艦の機関総合効率に似ており,駆逐艦用タービンのそれよりは悪くなっているが,これは基本計画の相違によるもので,直接比較するのは当を得ない。

この甲警用タービンは昭和30年頃から基本計画が進められ、計画当時は英国海軍の第二次世界大戦後設計のものおよび米国海軍で第二次世界大戦後最初に設計のものと同様の性能を期待して詳細設計され、製造されたものであるが、引き渡し時の性能試験により当初の予想を一段上まわり、米国海軍の最新のタービンと同等の性能を発揮することが認められた。

高力度における性能はこのように十分満足すべきものであり、これ以上大幅の性能向上を期待すると取扱いの面および信頼度に問題を生ずるおそれがあるが、低力度の性能に関しては、必要があればタービンの基本計画時よりその方策をおりこめばさらに改良の余地があると考えられる。

5. 結 言

防衛庁甲型警備艦用主機械として設計製造された 17,500 SHP タービン、減速装置および復水器の性能試験の中から蒸気消費率試験に関係ある部分のみを抜き出し、計画値と実測値の比較をするとともに現在諸外国の海軍艦艇に搭載されている主機械の中最も高性能と思われる米国および英国の海軍艦艇用タービンに対しても比較検討を行った。

ここで述べた6台のタービンは蒸気通路に関しては、まったく同一設計のもとに製作されたものであり、実測蒸気消費率も計測誤差の範囲内で同一傾向を示している。これらの値はいずれも当初の保証値を満足している。特に蒸気および燃料消費量の大きい高力度になるほど、この傾向が大きいことは就役後の艦に益するところ大であり、このようなタービン主機械を納入できたことは、われわれの大きな喜びである。

本機の製作および各種試験に際して種々懇切なご指導を賜った防衛庁当局の関係各位、海上性能試験にご協力をいただいた造船所

の関係各位ならびに日立製作所の関係者一同に感謝の意を表わす次第である。

参 考 文 献

- (1) 横田, 阿部: 防衛庁納甲型警備艦用主タービンについて 日立評論 (昭32-2)
- (2) H. Meigs: Recent Naval Steam-Plant Design. Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers (1954)
- (3) F. J. Cowlin, A. F. Veitch: Recent Developments in British Naval Main Propulsion Steam Turbines. The Institute of Marine Engineers (1957)
- (4) A. O. White, W. C. Smith: An Analysis of Steam Propulsion Plants for Minimum Weight. Paper for the Philadelphia Section Meeting of the Society of Marine Architects and Naval Engineers (Nov. 29, 1956)
- (5) 石橋: 重量最少となるような艦艇用蒸気プラントについて (上記(4)の文献の訳) 船の科学 (昭35-10)
- (6) G. B. Warren: Development of Steam Turbine for Main Propulsion of High-Powered Combatant Ships, GET-1400-A
- (7) Y. E. A. D.-1 A Naval Research Project: The Marine Engineers and Naval Architect (Annual Steam Number) (1956)
- (8) I. Monk: Marine Propulsion-Gear Testing at Naval Boiler and Turbine Laboratory. Paper for Annual Meeting, New York, N. Y. of the American Society of Mechanical Engineers (Dec. 3, 1948)
- (9) I. Monk, L. I. Thomas, C. C. Atkinson: Recent Developments in Naval Propulsion Gears; Paper for Annual Meeting, New York, N. Y. of the Society of Naval Architects and Marine Engineers (Nov. 14, 1952)
- (10) J. J. Zrodowshi: Progress and Operating Experience with Modern Ship Propulsion Gears; Paper for New England Section Meeting of the Society of Naval Architects and Marine Engineers (March 1957)



新 案 の 紹 介



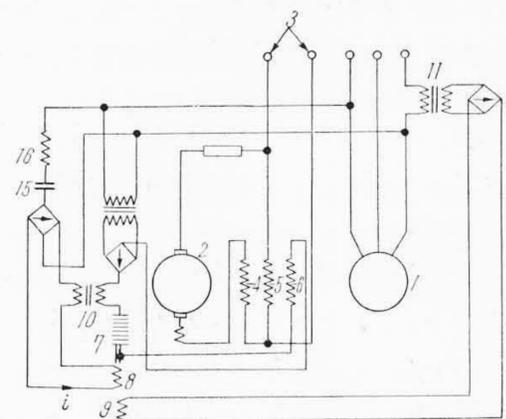
実用新案第496758号

一 木 利 信・茂 木 正 二

直 流 電 動 機 の 速 度 制 御 装 置

この考案は共振回路およびカーボンパイルの特性を利用して直流電動機2の速度制御を行う装置に関するものである。そしてその目的とするのは電源電圧の変動に対して電動機2の速度を一定に保つことにより電動機と直結の交流発電機1の周波数および電圧を一定に保持せんとするもので、特に蛍光灯点灯用電動発電装置に用いて効果あるものである。

図に示す結線図で電源3の電圧上昇ともなって直流電動機2の速度が上昇すると、電動機2と直結の交流発電機1の周波数が大となる。したがって電動機2が定速運転のとき交流発電機1の周波数をリアクトル16およびコンデンサ15よりなる共振回路の共振周波数より若干小となるようにあらかじめ設定しておく、発電機1の周波数が大となれば電磁線輪8を付勢する電流*i*が増大する。それでカーボンパイル調整器7の抵抗が増大し、界磁巻線4, 5と差動の他励界磁巻線6の起磁力が減少して電動機2の速度は所定速度まで下降する。また逆に電動機2の速度が所定速度より下降すれば、電流*i*が減少してカーボンパイル調整器7の抵抗が減少し、界磁巻線



6の起磁力が増大して電動機2の速度は所定速度まで上昇する。(矢崎)