

富士製鉄株式会社室蘭製鉄所納
軸流送風機用9,000 kW 蒸気タービン
 9,000 kW Steam Turbine for Turbo Blower Driving,
 Supplied to Fuji Iron and Steel Co., Ltd.

阿 部 功* 滝 川 和 夫*
 Isao Abe Kazuo Takigawa

内 容 梗 概

富士製鉄株式会社室蘭製鉄所納 軸流送風機駆動用 9,000 kW 蒸気タービンは同一仕様のを2台受注し、5号機は昭和36年4月、6号機は同年5月に営業運転にはいった。本タービンは先に同社広畑製鉄所に納入した7,800 kWタービンをさらに改良発展せしめたもので、わが国の最大級のものであり、同時に日立製作所の記録品でもある。以下本タービンの構造および現地の性能試験の結果について述べる。

1. 緒 言

近年製鉄所の体質改善のため高性能の大容量軸流送風機が続々と新設されるようになった。本タービンは、先に富士製鉄株式会社広畑製鉄所に納入した7,800 kW軸流送風機駆動用タービンに引続いて設計製作した新設計タービンである。既納7,800 kWタービンの実績と日進月歩の新鋭火力発電タービンに採用されている最近技術を十分に取り入れた本タービンは工場運転並びに現地営業運転の結果きわめて優秀な成績を納めることができた。

2. 計 画 概 要

本タービンは使用目的が高炉用軸流送風機駆動用であるため、次の諸点に特に重点を置いて設計製作した。

- (1) 高炉所要風量の変化に伴い使用回転数が広範囲に変化するため、使用範囲全域にわたって安定した高性能を発揮するよう、制御装置、潤滑油装置を計画し、また、ロータ、ブレードなどの回転部分に共振による振動を生じないように留意した。
- (2) 高炉は連続操業をするためその耐久力に重点を置き、絶対タービンの停止するようなことがないようにした。
- (3) 製鉄所全体の熱効率向上のため、タービン効率を高くした。

タービン仕様を第1表、タービンおよび送風機断面図を第1図、外形写真を第2図にそれぞれ示す。

第1表 タービン仕様

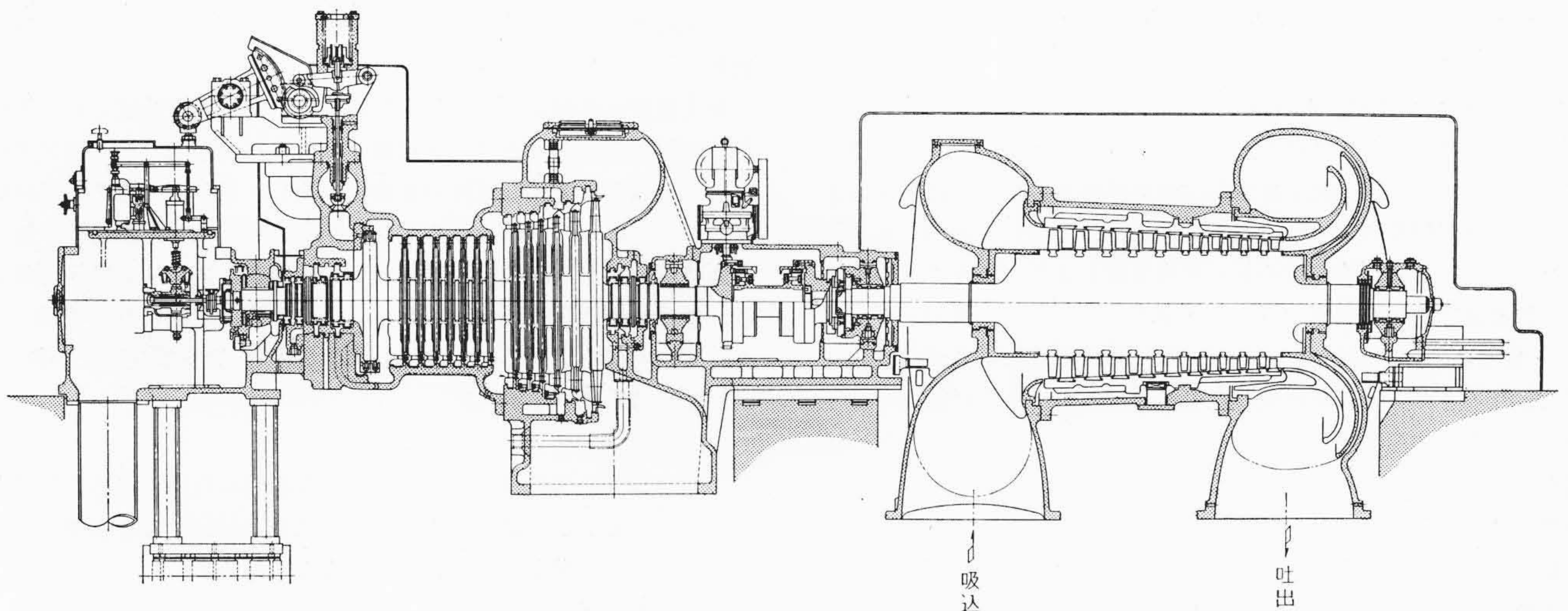
主蒸気圧力	60 kg/cm ² g					
主蒸気温度	480°C					
復水器上部真空	730 mmHg					
	5号機			6号機		
	最大出力	常用出力	最小出力	最大出力	常用出力	最小出力
タービン軸出力kW	9,000	6,300	4,150	9,000	5,350	3,350
タービン回転数 rpm	4,000	3,710	3,200	4,000	3,400	2,900
蒸気消費率 kg/kW·h	3.82	3.67	3.74	3.80	3.66	3.87
使用回転数範囲	3,200~4,200 rpm					
速度調整範囲	3,000~4,270 rpm					

3. 構 造

3.1 タービン車室

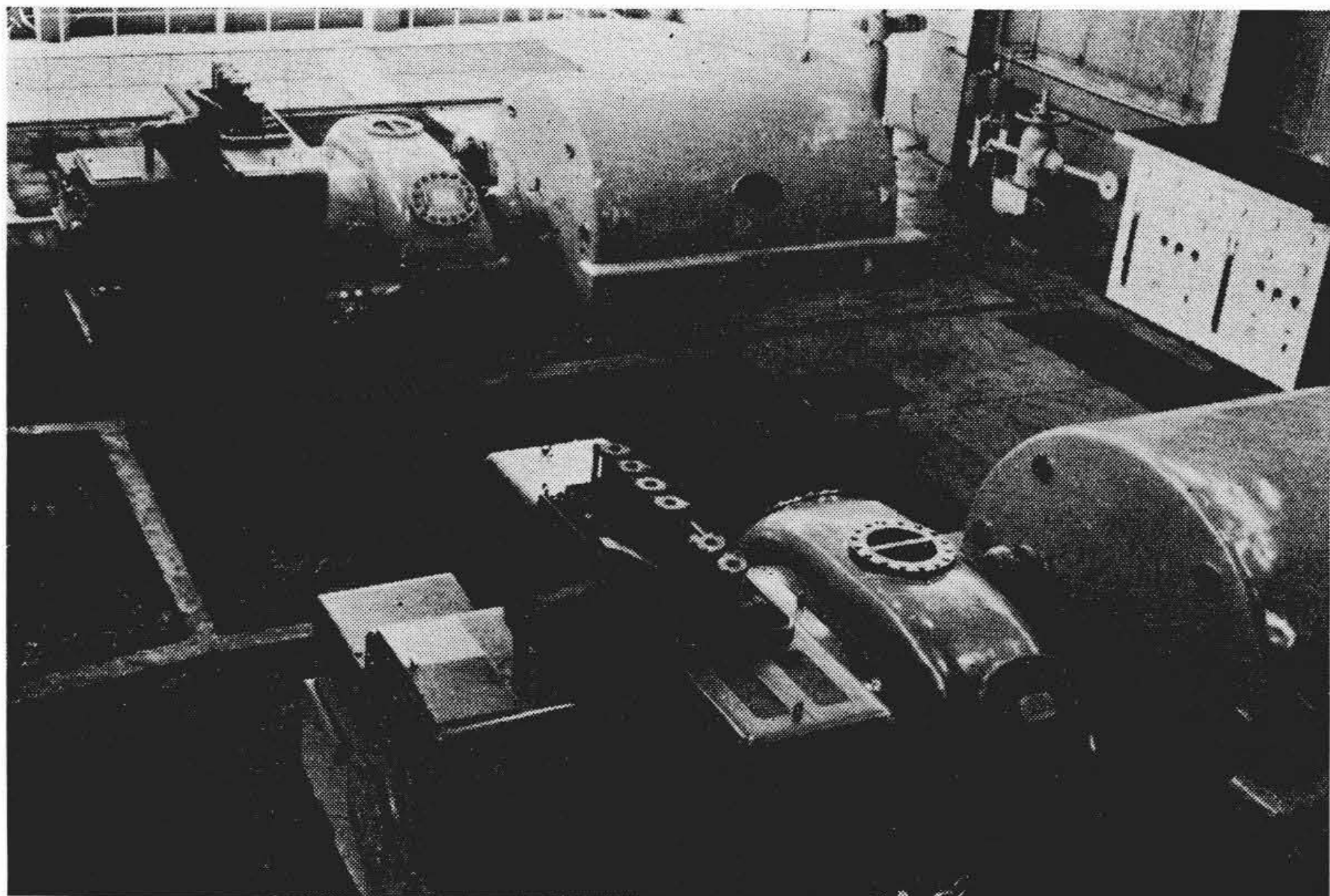
タービン車室の設計上留意した点は熱応力の除去および運転状態が変化し、熱膨脹の変化が生じた場合でも、常に車室中心が不変になるようにしたことである。

車室は高低圧2車室に分れ、それぞれの端で垂直継手により結合して一体になっている。高圧車室は蒸気室と一体構造になっており、各部寸法および肉厚は急速起動並びに運転状態の変化によって生ずる熱応力を最小にするように設計されている。高圧車室の材料には、クロム・モリブデン鋼を採用し、鋳造後完全なる熱処理を行ない、放射線検査、磁気探傷検査などの各種非破壊検査を施行



第1図 タービンおよび送風機断面図

* 日立製作所日立工場



第2図 運転中の5号機(手前側), 6号機(向う側)タービンおよび送風機

なした。低圧車室は鋳鉄製で排気損失を極力少なくするような曲面を持たせているとともに上部車室には大気放出弁を備えている。

3.2 翼およびロータ

送風機駆動用タービンは発電用タービンと比較してその使用回転数が広範囲にわたって変化するので、翼およびロータの振動に対して特別の注意を払った。すなわち翼の振動に関しては、使用範囲において共振を生じないように厳密な計算のもとに翼形および寸法を決定している。またタービンロータは共振点を使用回転数以下にし、同時にホワリング現象の生じないように各部寸法を決定した。翼材には13Crステンレス鋼を使用し、加工前に超音波試験、磁気探傷試験を行ない、また、完成品についてさらに磁粉試験を行なって表面付近の欠陥を厳重に検査した。ロータシャフトはディスクと一体のソリッドロータで、材料としてはCr-Mo-V鋼を使用し、運転中の熱ひずみによる振動を防止するために高温安定試験を行ない、また、きわめて厳重な動的釣合試験を施行した。

3.3 ノズルおよびダイヤフラム

ノズル形状は翼形と同様にタービン効率に影響するところ大である。本タービンには最も効率の高いネガティブノズルを採用し、高温部は熔接式、低温部は鋳込式とした。ノズル材料としては、高温部1, 2段には15CrMoステンレス鋼を、それ以下の高温部には13Crステンレス鋼を、低温部には高級仕上鋼板を使用した。ダイヤフラムは熱膨脹が生じてその中心が狂わないように特殊な支持方法で車室に取り付けてある。

3.4 ラビリンスパッキング

タービン効率を向上させるためにはタービン高圧部からの蒸気の流出を少なくし、また、低圧排気室への外部空気の流入を防止すると同時に各段落相互の蒸気の流通を防止することがたいせつである。このため、タービン前後部のロータ貫通部およびダイヤフラムのロータ貫通部にラビリンスパッキングが使用されている。各パッキングは、4個または6個のセグメントからなっており、セグメントは板バネによりパッキングみぞの肩部に押しつけられ、さらに板バネはリテーナによって保持されている。パッキングみぞの形状は蒸気の通過をさまたげるように特殊な形を採用し、またロータとセグメントの間げきは極力小さくしてある。くし歯の材質はモネルメタルまたは鉛入りニッケル黄銅を使用し、かつ前述のように板バネで押えてあるので、万一くし歯とロータが接触してもロータは損傷しない。

3.5 軸 受

3.5.1 ジャーナル軸受

ジャーナル軸受は球面底を持つ鋳鉄製ライナケーシングとバビットで裏付けされたライナよりなり、ロータおよび軸受の分解組立に便利なように水平面で上下に分割してある球面座を使用してあるため、車室の中心とロータの中心が多少狂うことがあってもジャーナル面とバビット面は常に平行を保持し、完全な潤滑を行なうことができる。また、バビット面にはホワリング止めの特殊圧力形油みぞがつけてある。

3.5.2 主推力軸受

主推力軸受にはテーパランド形を採用している。タービン前側ジャーナル軸受と一体構造になっているので、球面座により常に自己調整作用が行なわれて推力面に均等な荷重が掛るようになっている。推力はタービンロータに生ずる蒸気による熱力学的な推力と、タービンと送風機を結合している歯車式かみ合い継手の歯面に生ずる摩擦力による軸方向推力とが合成されたもので、この値はタービンの運転状態により大幅に変化するが、その最大値に対して推力軸受は十分な余裕を持つように設計されている。

3.6 歯車式かみ合い継手

タービンと送風機の結合には歯車式かみ合い継手を使用している。この目的は運転状態の変化により生ずる避けられないタービンおよび送風機の中心のずれ、および軸方向の伸びの変化を吸収して、両者に無理な力が加わらないようにし、安全静粛な運転を行なわせることにある。継手の材質はNi-Cr-Mo鋼で、歯面を高精度歯切盤で切削し、トルクを掛けた状態で歯面のラッピングを行ない、歯当り試験機で厳重な検査を行ない、あらゆる運転状態に対して歯面の損傷が生じないようにした。

3.7 ロータ回転装置

タービンの起動ならびに停止時のロータの熱変形を防止するため、ロータ回転装置によりロータを3rpmで回転せしめる。起動時にはロータ回転装置による暖機完了後引き続き回転暖機に移行できるように自動かん脱装置を備えており、ロータ回転数が上昇するとロータ回転装置とロータのかみ合せが自動的にはずれるようになっている。

3.8 制御装置ならびに保安装置

第3図に制御装置系統図を示す。主蒸気は主塞止弁および高圧車室上部の加減弁を通してタービンに供給される。加減弁は送風機の送風量の変化により、その開度を変えて送風機の定風量制御を行なう。加減弁の開度は油圧によって制御されるが、これは定風量制御装置によって制御される。

保安装置は準保安装置と保安装置に分れ、準保安装置として先行非常调速機を備えており、送風機がなんらかの原因でサージングにはいった場合に急激な速度の変動を防止し、また、一方タービンの速度を一定に保つ作用をする。保安装置としては非常调速機、危急遮断装置、手動遮断装置、真空低下遮断装置、スラスト摩耗遮断装置、軸受油圧低下遮断装置があり、事故の際、主塞止弁を閉鎖してタービンを停止させる。このほか大気放出弁、真空破壊装置がある。

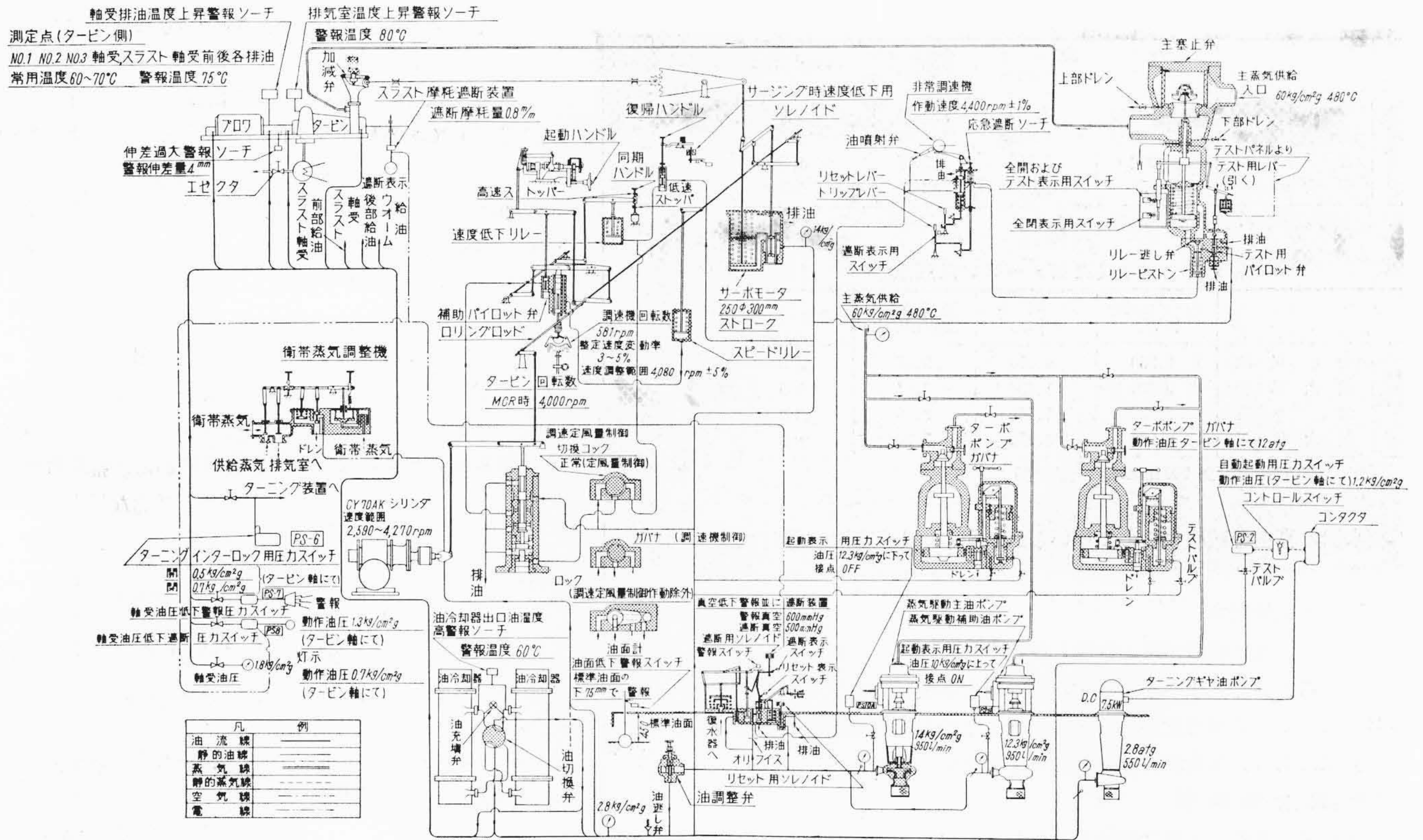
3.8.1 蒸気制御弁

(1) 主塞止弁

主塞止弁の目的はタービンが危険な状態になると直ちに閉鎖して、タービンへの蒸気の供給を断ってタービンを停止させることにあり、その開閉は油圧によって操作される。

(2) 加減弁

加減弁は全部で6個あり、これによりタービンに流入する蒸気量を加減する。弁は油圧式サーボモータにより駆動されるカムに



第3図 制御系統図

より開き、バネにより閉じる構造で、サーボモータの動きと蒸気量との関係はほぼ直線になるように設計されている。

3.8.2 定風量制御装置

定風量制御装置は送風機送風量を測定し、これを電気油圧式制御弁によって操作シリンダの動作に変換してタービン制御機構中の定風量制御パイロット弁を操作する。すなわちもし風量が減少した場合、制御パイロット弁は上方に押し上げられ、油圧がサーボモータシリンダの中に供給され、加減弁を持ちあげて蒸気量を増加し、タービン回転数が増して風量を一定にするようにする。風量が増加したときはこれと逆の動作をする。この場合調速機は先行非常調速機としての役目を持っている。定風量制御装置は手動により制御動作を除外できるようにしてある。

3.8.3 準保安装置

(1) 先行非常調速機

タービンの回転数が定格の 102% (4080 rpm) になると回転パイロット弁は定風量制御パイロット弁によって定められた位置にあるスピードリレー内の圧油を排出ポートに連絡するので、スピードリレーは次第に下向きに動きタービンの加減弁は定風量制御装置の位置に無関係に閉じられ、タービンが危険な回転数に達しないように制御する。

(2) サージング時速度制限装置

送風機がサージングにはいると危険な状態になるのでできる限り急速に脱出する必要がある。この時先行非常調速機を低い速度に設定し、すばやくサージング領域から脱出する作用を行なうのがサージング時速度制限装置である。サージングにはいると電磁弁のソレノイドを励磁し、圧油をこのピストンの下部に送り、先行非常調速機のパイロットブッシュを持ち上げ、速度の設定点を 3,200~3,500 rpm に低下せしめる。サージングから脱した送風機をもとの状態にもどすには電磁弁用ハンドルを引くとシリンダ内圧油が流出し、これによりピストンを以前の状態に引きもどす。

3.8.4 保安装置

(1) 非常調速機

タービン回転数が 4,400 ± 1% rpm に達すると作動して主塞止弁を閉鎖するもので、回転数が上記値に達するとブランジャの遠心力がバネ力に打勝ってブランジャが飛び出し、危急遮断装置の掛金をはずし急速に主塞止弁を閉じる。

(2) 危急遮断装置

危急遮断装置はバネ動作の油圧切替え弁で非常調速機が作動すると掛金をたたいてはずし、バネによって油圧切替え弁が動作し、主塞止弁のリレーピストンの圧油を逃がし、リレー逃し弁を作動せしめ、主塞止弁ピストン下部の圧油を排油側に導き、主塞止弁を閉鎖してタービンを停止させる。また、手動によっても同様の動作ができるよう手動トリップレバーが設けてある。

(3) 真空低下警報ならびに遮断装置

この装置は復水器の真空が 600~570 mmHg に低下した場合警報を発し、さらに 500~475 mmHg にさがると、油圧機構により危急遮断装置に給油している圧油を排油側に逃がし、主塞止弁を閉鎖し、低压タービンロータの過熱を防止する装置である。また、軸受油圧低下、スラスト軸受の異常摩耗が生ずると、電磁遮断用ソレノイドが作動して真空低下のときと同様の動作で主塞止弁を閉鎖する。

(4) 軸受油圧低下警報ならびに遮断装置

軸受油圧がタービン軸中心で 1.3 atg に低下すると警報を発し、0.7 atg に低下すると前述の電磁弁を作動せしめて主塞止弁を全閉する。

(5) スラスト摩耗遮断装置

タービンスラストの異常摩耗によりロータとケーシングの相対的位置が 0.8 mm 変化すると検出用温度リレー感温部がロータと接触し、発熱により作動して危急遮断用ソレノイドを励磁して主塞止弁を閉じタービンを停止させる。

(6) 真空破壊装置

本装置は主塞止弁閉鎖後タービンを急速に停止せしめるため、

第2表 5号機蒸気タービン保証点

		タービン出力 (kW)	回転数 (rpm)	蒸気消費率 (kg/kW・h)	裕度 (%)
共通送風用	最小風圧	4,150	3,200	3.74	±5
	最小風量	5,300	3,400	3.67	±5
	常用	6,300	3,710	3.67	±5
	最大風量	7,850	3,980	3.76	±5

(上記蒸気消費率は真空 730 mmHg 一定の時)

第3表 6号機蒸気タービン保証点

		タービン出力 (kW)	回転数 (rpm)	蒸気消費率 (kg/kW・h)	裕度 (%)
送風用 第4高炉用	最小風圧	3,350	2,900	3.87	±5
	最大風量	5,100	3,330	3.67	±5
	常用	5,350	3,400	3.66	±3
	最大風圧	8,900	3,970	3.79	±3

(上記蒸気消費率は真空 730 mmHg 一定の時)

復水器の真空を破壊するのに用いられ、復水器上部胴体に設けてある。

(7) 大気放出弁

真空低下遮断装置が万一作動しない場合、タービン排気室圧力が異常に上昇し、車室を破壊するような大事故を発生するおそれがあるので、車室内圧がある程度大きくなつたら自動的に低圧車室上部にある大気放出弁を開き蒸気を大気中に放出する。

3.9 潤滑油装置

タービンの制御に必要な油圧を確保し、また、軸受の潤滑のため十分な潤滑油を供給するために下記の機器が設備されている。

3.9.1 主油ポンプ

送風機用タービンは使用回転数が大幅に変化するため、一般に用いられるロータシャフト駆動油ポンプはその吐出油量油圧が大幅に変るため、本タービンには小形タービン駆動の遠心式油ポンプを採用した。制御油圧は14 atg、潤滑油圧は1.8 atgである。

3.9.2 蒸気タービン駆動補助油ポンプ

なんらかの原因により主油ポンプの油量が不足し、油圧が12atgに低下すると補助油ポンプが自動起動し、タービンの運転にさしつかえないようにしてある。本ポンプの構造は主油ポンプと同じで、互換性を持たせてある。

3.9.3 ターニング用油ポンプ

直流電動機駆動の遠心式油ポンプで、軸受給油のみまかなうよう2.8 atgの吐出圧力を持つよう設計されている。軸受油圧が1.2 atgに低下すると自動起動し、主油ポンプ、補助油ポンプがともに停止したときでも軸受の焼損を未然に防止できるようにしてある。また、タービンロータターニング時にも使用できる。

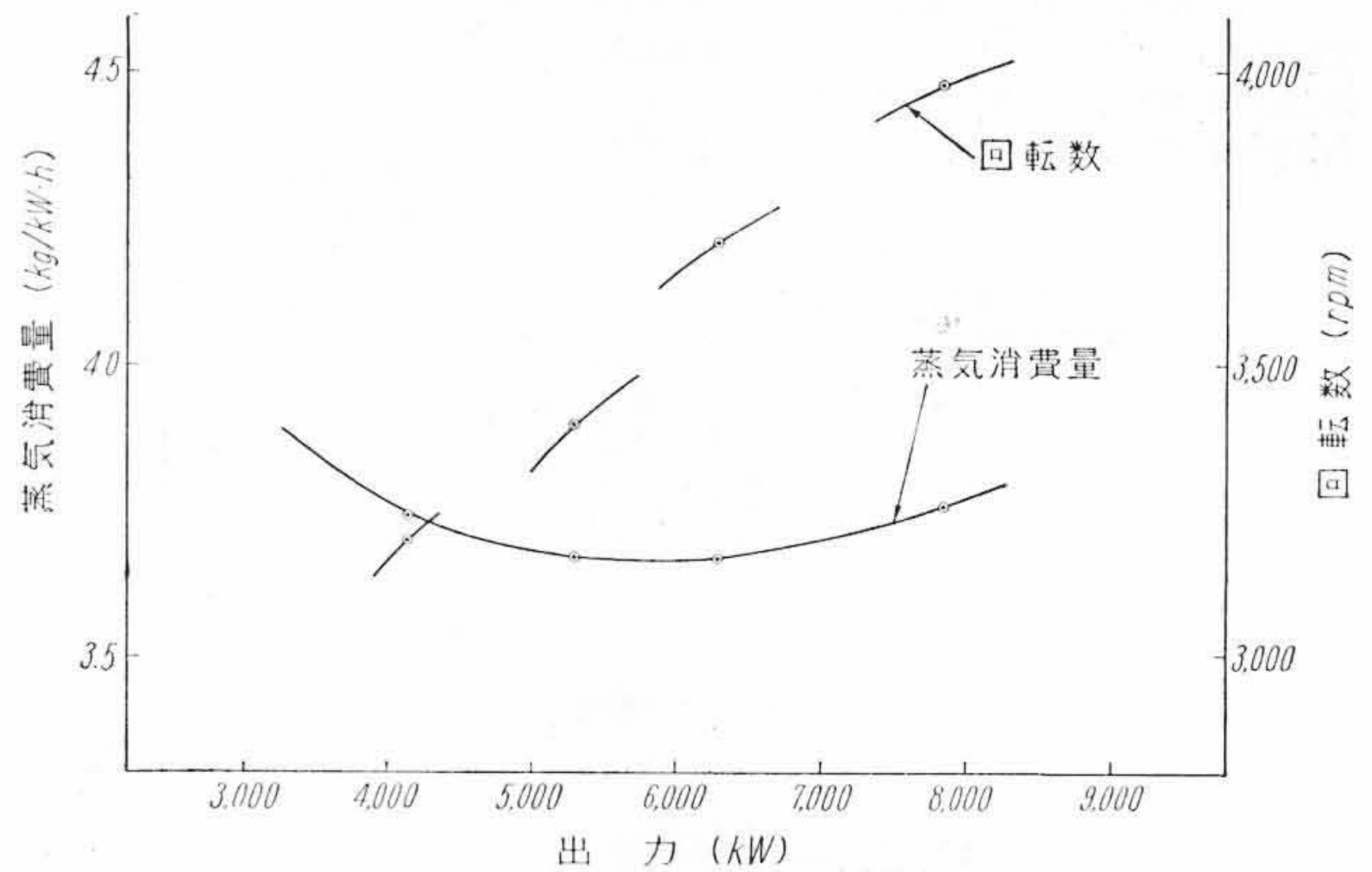
4. 性能試験

今回納入された5号機および6号機の基本設計は同一であり、ほぼ同時に製作が開始されたものであるが、送風機の使用目的として共通送風用と第4高炉送風用とがあり5号機は前者、6号機は後者に使用され、これら送風機駆動用タービンの保証点は第2表、第4図および第3表、第5図に示すとおりである。いずれのタービンも現地にて軸流送風機と直結し、高炉送風を行ないながらタービン性能試験を行なった。まず蒸気消費率測定試験について紹介する。

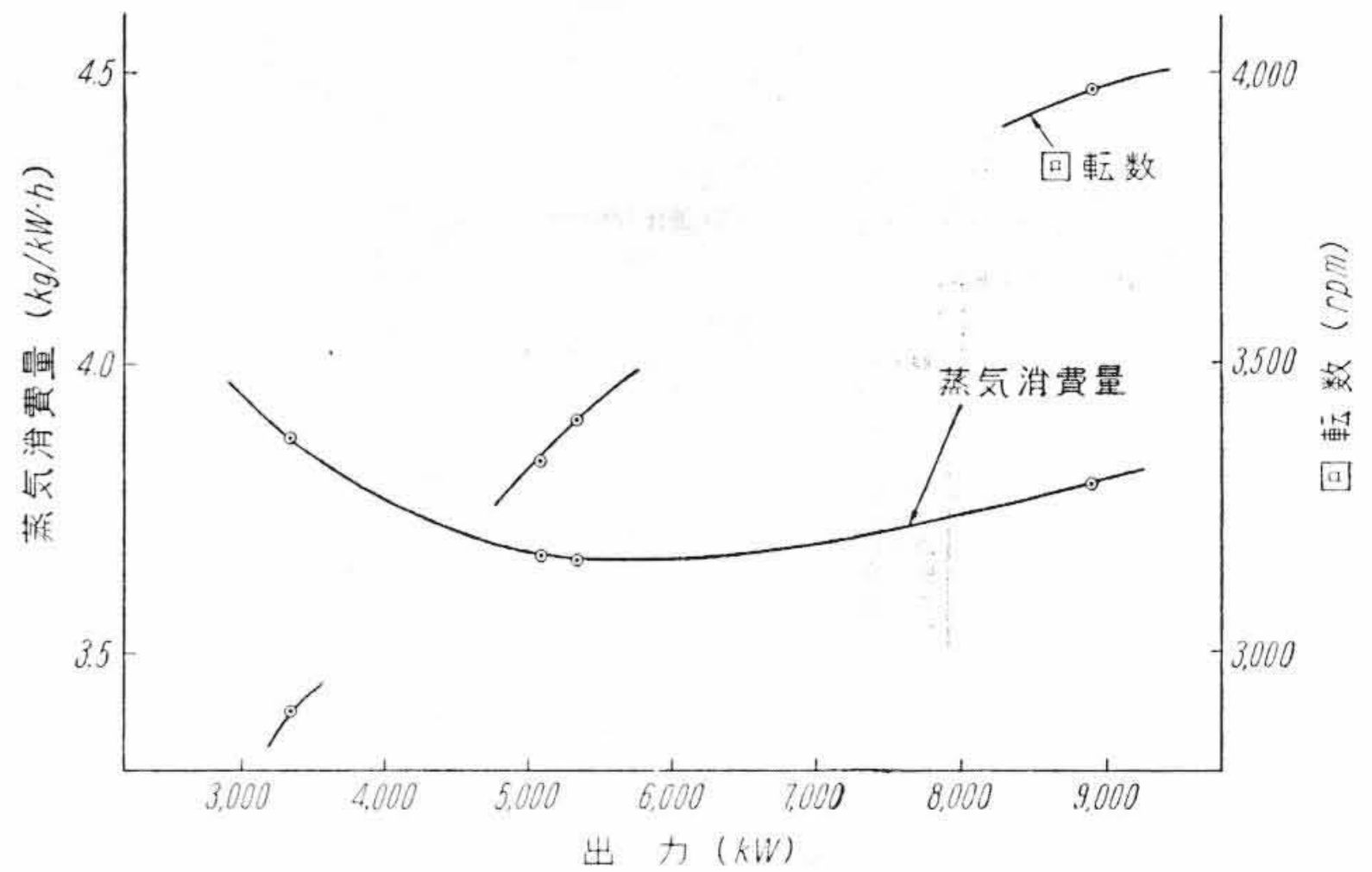
タービンの性能比較には、保証蒸気消費率と実測蒸気消費率を比較するのであるが、蒸気消費率の定義は次のとおりである。

$$W. R. = \frac{\text{(主蒸気室に流入した主蒸気流量)}}{\text{(タービン軸端における発生出力)}}$$

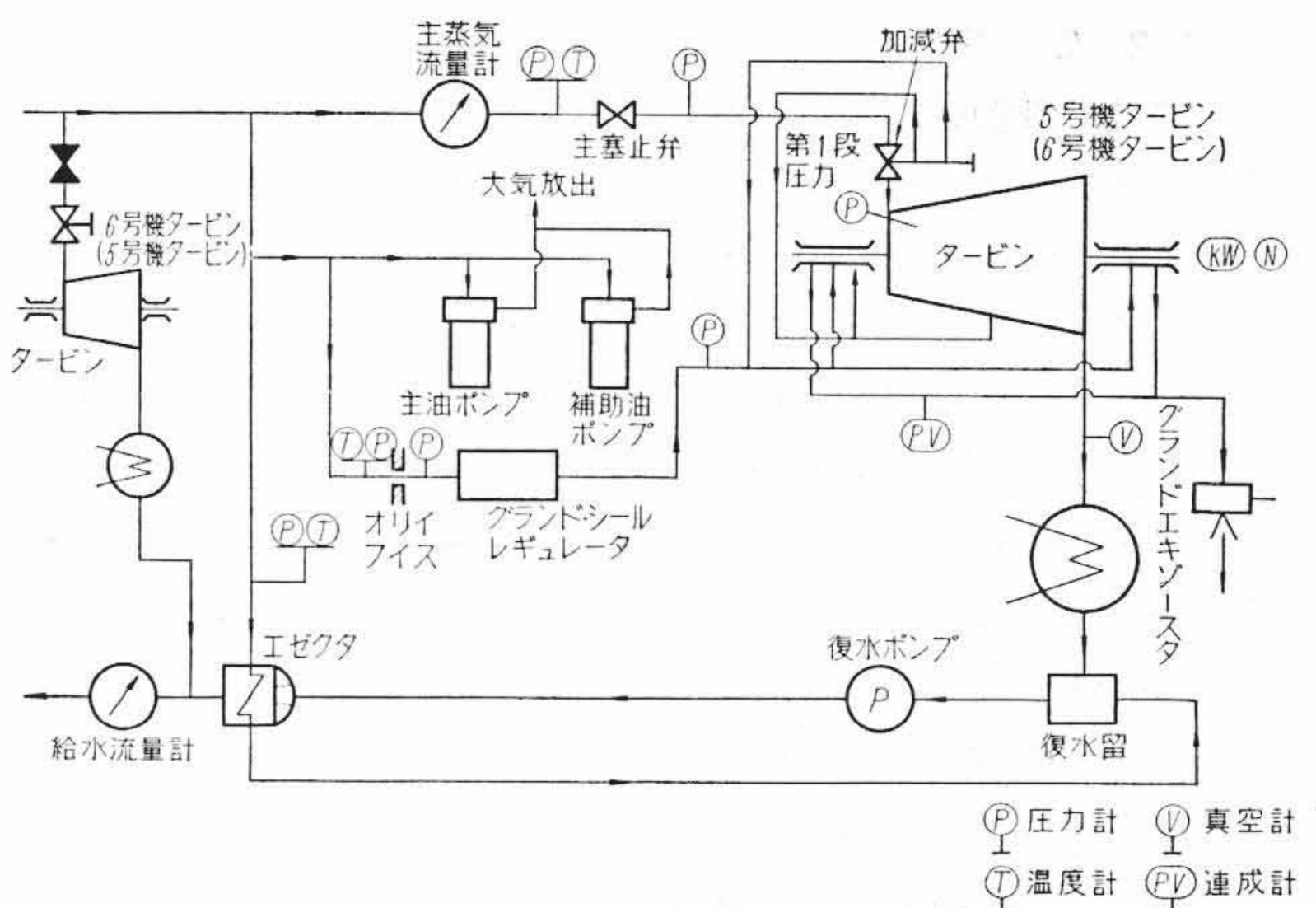
タービン軸端に発生する出力は直接計測することができないので、送風機を製作した日立製作所川崎工場が実測したデータにより算出した送風機の所要動力をそのまま使用することにした。



第4図 5号機蒸気タービン蒸気消費率曲線および回転数曲線



第5図 6号機蒸気タービン蒸気消費率曲線および回転数曲線



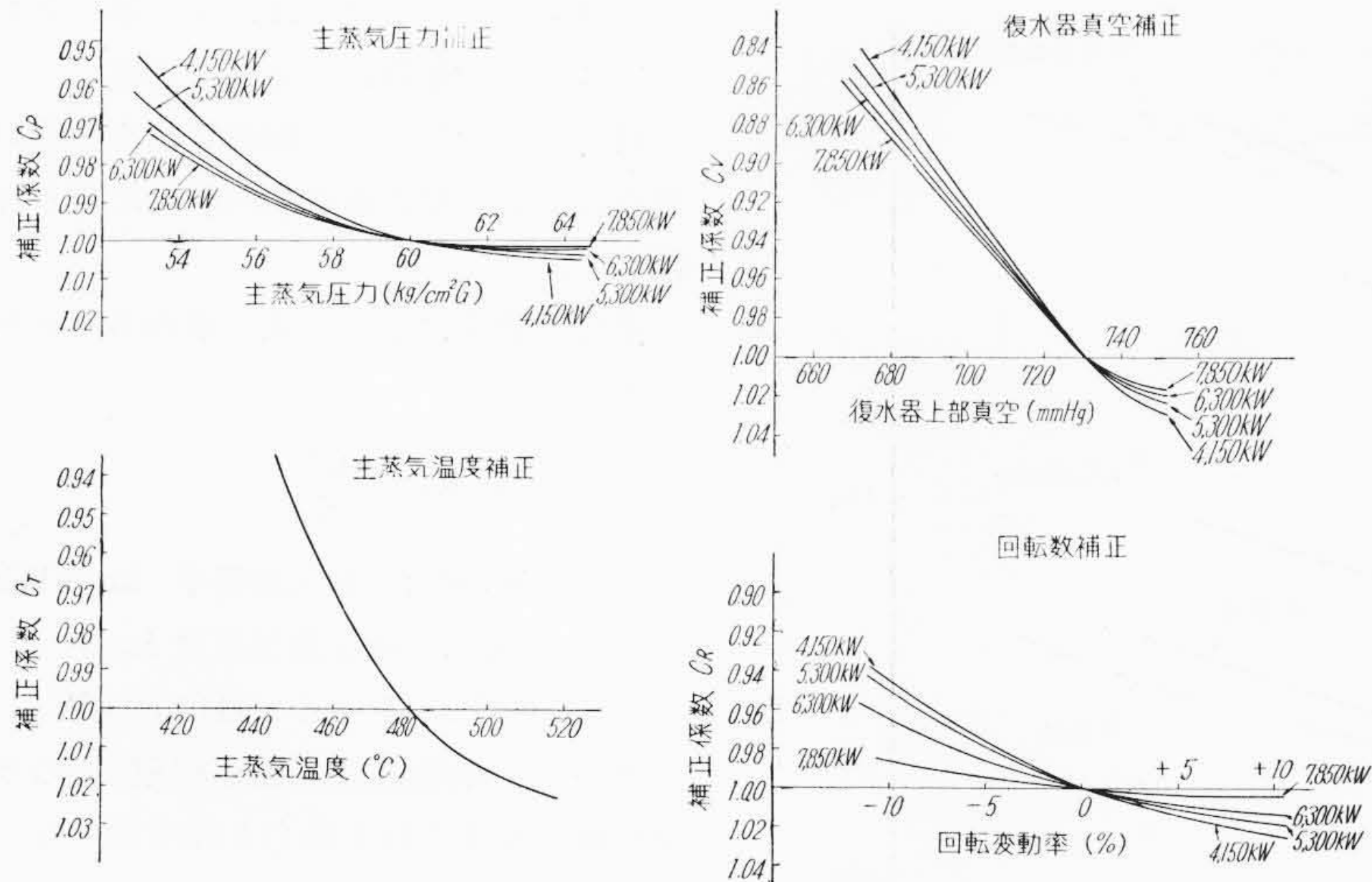
第6図 性能試験配管系統図

タービンに流入する蒸気量は本タービンが無抽気タービンであることから主蒸気流量計または給水流量計のいずれの読みを取っても同じことであるが、給水流量のほうが精度が高いため給水量を正とし、主蒸気流量の読みを副とした。むろん設計上当然異なってくる両者の差、すなわちグランド・シール・レギュレータによる蒸気の流入または流出、グランド・パッキングよりの蒸気の流出入、グランド・エキゾースタによる蒸気の流出などについてはすべて実測から求める蒸気流量すなわちタービン中で仕事をした蒸気流量を算出した。

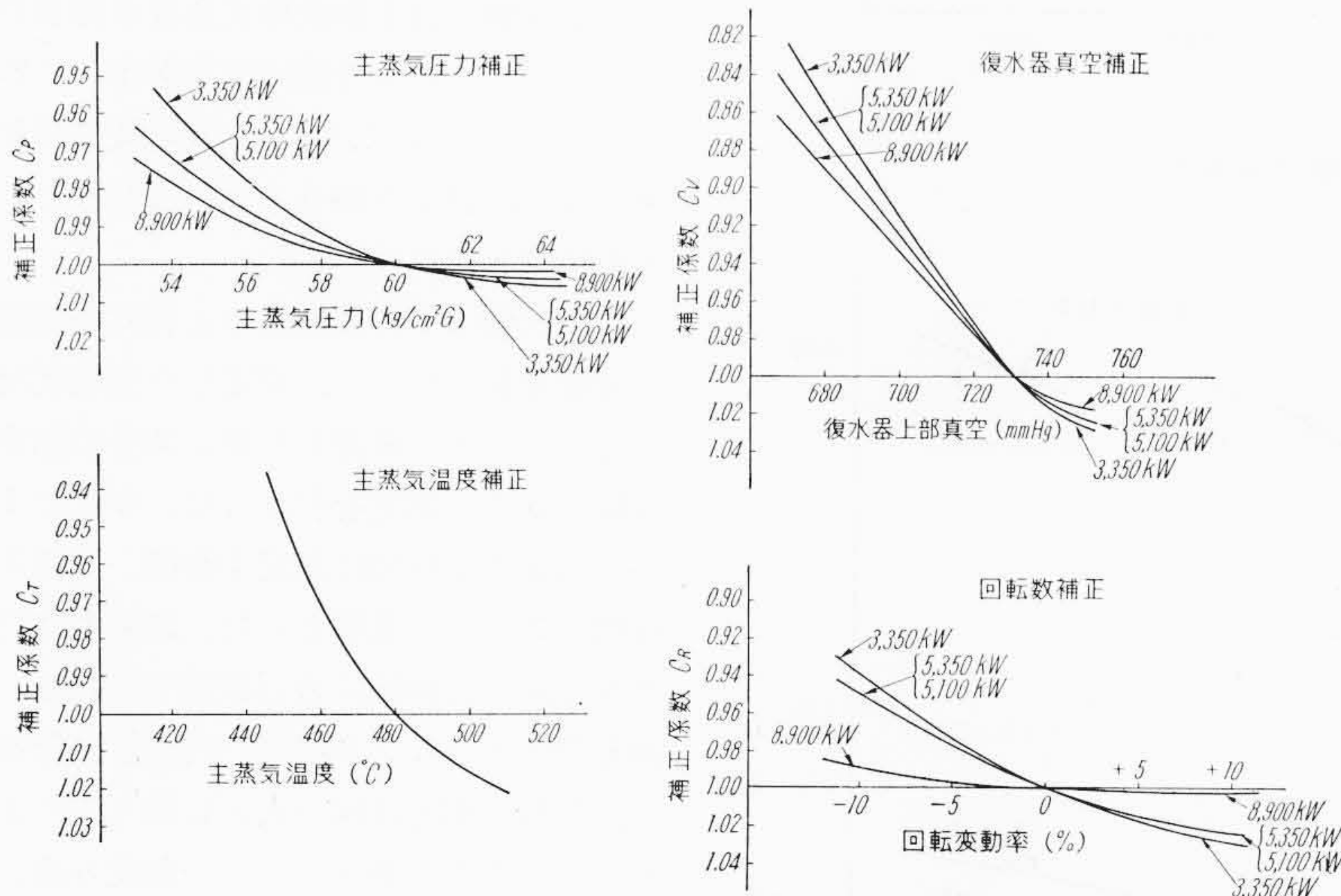
4.1 蒸気消費率計測方法

5号機、6号機について第2表および第3表に示した各回転数、出力に対して第6図に示された系統で個々の蒸気消費量を測定する。蒸気消費率の計算方法は次のとおりである。

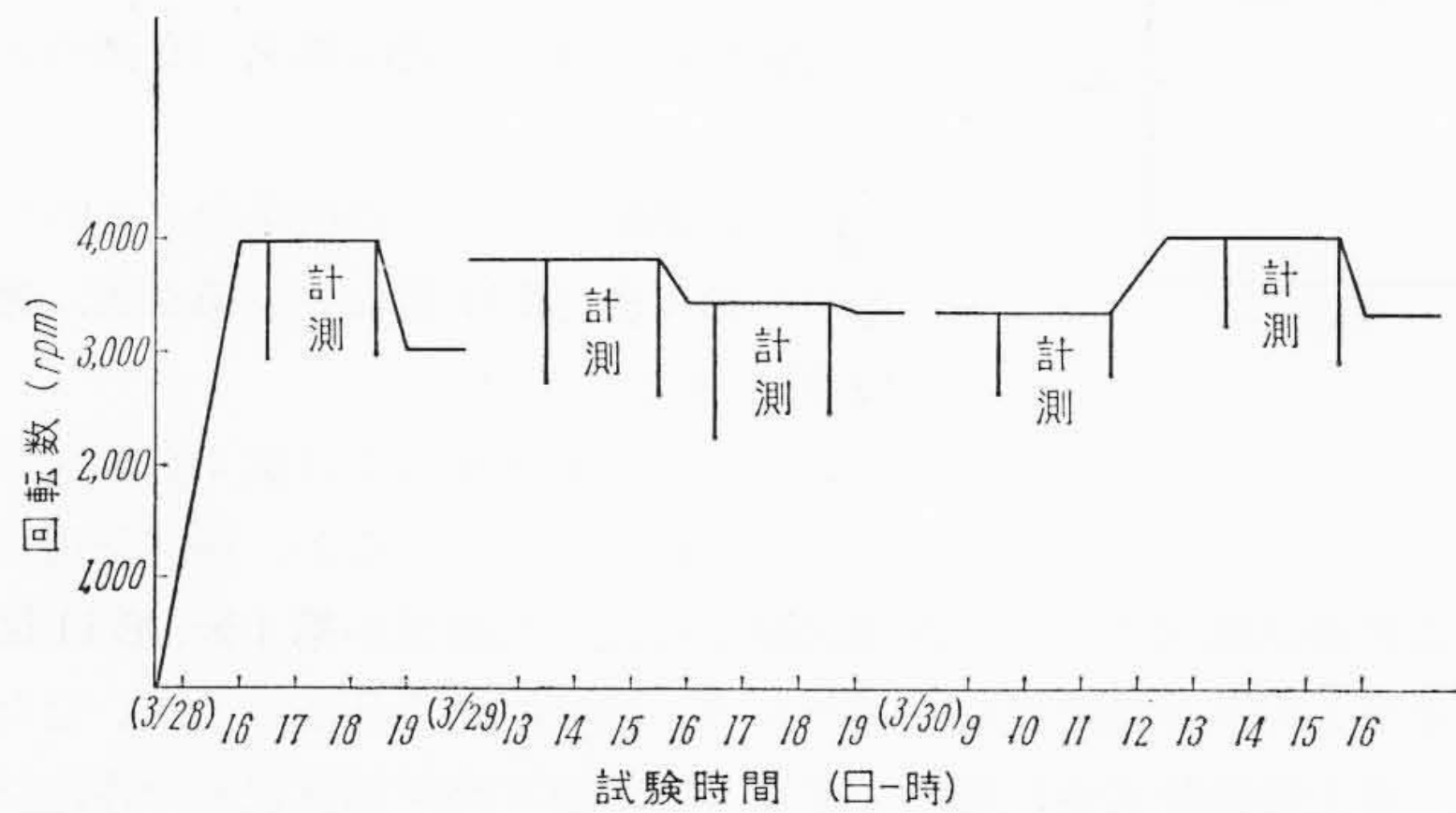
前述の蒸気消費量の定義により蒸気流量の測定は給水流量による



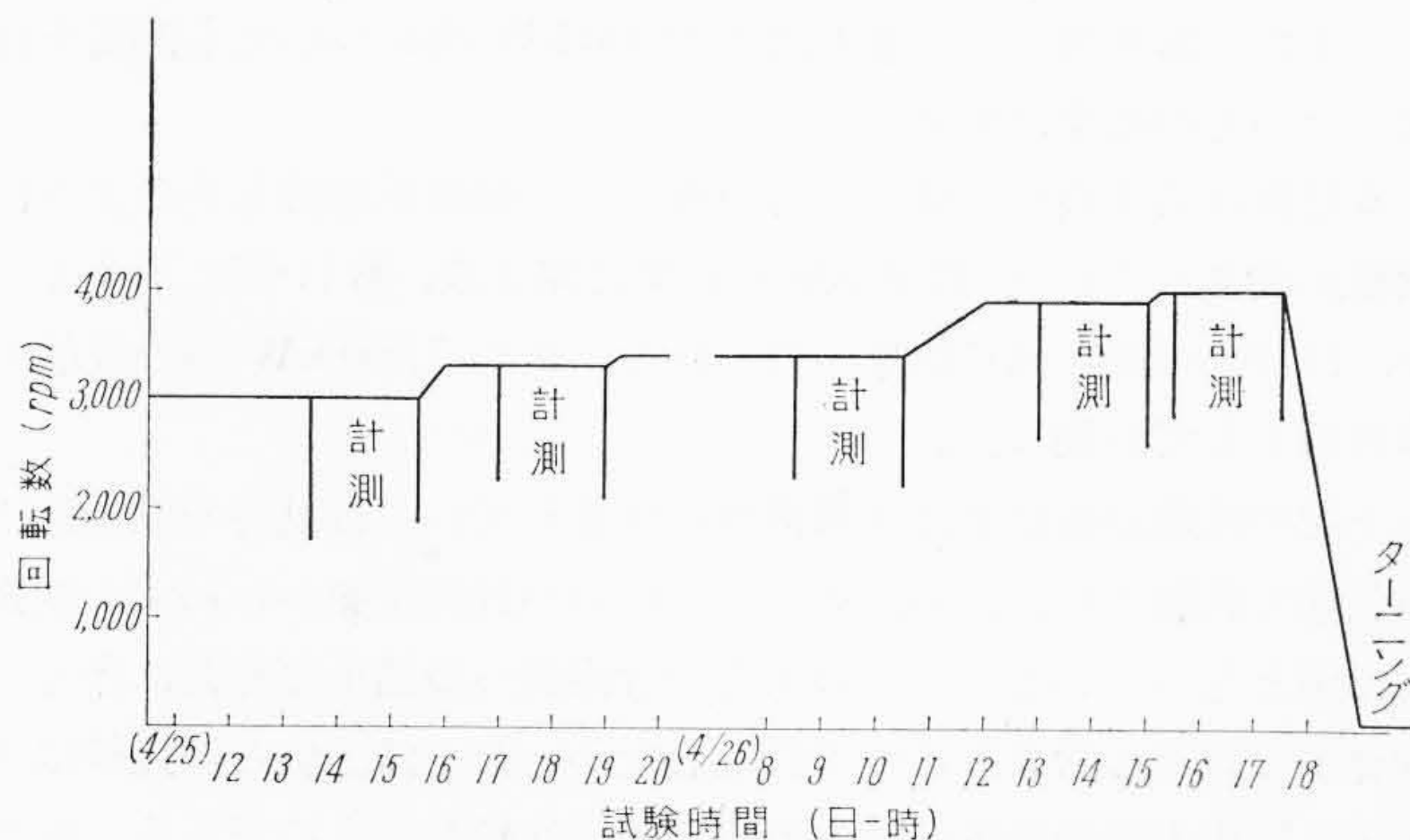
第7図 5号機補正曲線



第8図 6号機補正曲線



第9図 5号機性能試験時の計測時間表



第10図 6号機性能試験時の計測時間表

ため、給水流量計の読みから次式によって蒸気流量を計算する。

$$Q_0 = Q_W - Q_E - Q_{GR} - Q_{GE}$$

ただし Q_0 : 蒸気消費量 kg/h

Q_W : 給水流量計の読み (補正済み) kg/h

Q_E : 空気抽出器の所要蒸気量 kg/h

Q_{GR} : グランド・シール・レギュレータの蒸気量 kg/h

Q_{GE} : グランド・エキゾースタの蒸気量 kg/h

給水流量計は流量計製造者によって厳密に校正されたもので、これを給水配管中に取り付けた。

空気抽出器の所要蒸気量は次式によって計算した。

$$Q_E = 75.2 \times C_E \times A \times \sqrt{\frac{P_E}{V_E}}, \text{ kg/h}$$

ただし A : エゼクタ・ノズル面積総計 cm^2

P_E : エゼクタ・ノズル前の蒸気絶対圧力 $\text{kg/cm}^2\text{abs}$

V_E : エゼクタ・ノズル前蒸気比容積 m^3/kg

C_E : 流量係数

ここで使用したエゼクタ・ノズル面積は設計値ではなく製品の検査記録により算出した。エゼクタ・ノズル前の蒸気絶対圧力は実測することができるが、エゼクタ・ノズル前蒸気比容積はエゼクタ・ノズル前蒸気温度を性能試験用の特設温度計により測定し、蒸気表より求めた。

グランド・シール・レギュレータの蒸気量は主蒸気配管からグランド・シール・レギュレータまでの蒸気配管中に性能試験用の特設流量測定用のオリフィスを設け、オリフィス前後の圧力および前側の温度を測定し、次の式によって流量を算出した。

$$Q_{GR} = 75.2 \times C_{GR} \times B \times \sqrt{\frac{P_{GR}}{V_{GR}}} \cdot \sqrt{\left(\frac{P_{GR2}}{P_{GR1}}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_{GR2}}{P_{GR1}}\right)^{\frac{K+1}{K}}}, \text{ kg/h}$$

ただし B : オリフィス面積 cm^2

P_{GR1} : オリフィス前の蒸気絶対圧力 $\text{kg/cm}^2\text{abs}$

V_{GR} : オリフィス前の蒸気比容積 m^3/kg

P_{GR2} : オリフィス後の蒸気絶対圧力 $\text{kg/cm}^2\text{abs}$

C_{GR} : 流量係数

K : 係数

オリフィス面積はエゼクタ・ノズル面積と同様に製品の検査記録により算出し、オリフィス前の蒸気比容積は蒸気表より求める。係数 K は蒸気の定圧比熱と定積比熱の比であり、オリフィス前の蒸気状態から算出する。

グランド・エキゾースタの蒸気量は次式によって計算される。

$$Q_{GE} = E \sqrt{\frac{P_{GE1}^2 - P_{GE2}^2}{z \cdot P_{GE} \cdot V_{GE}}}, \text{ kg/h}$$

ただし E : 間げきの面積 mm^2

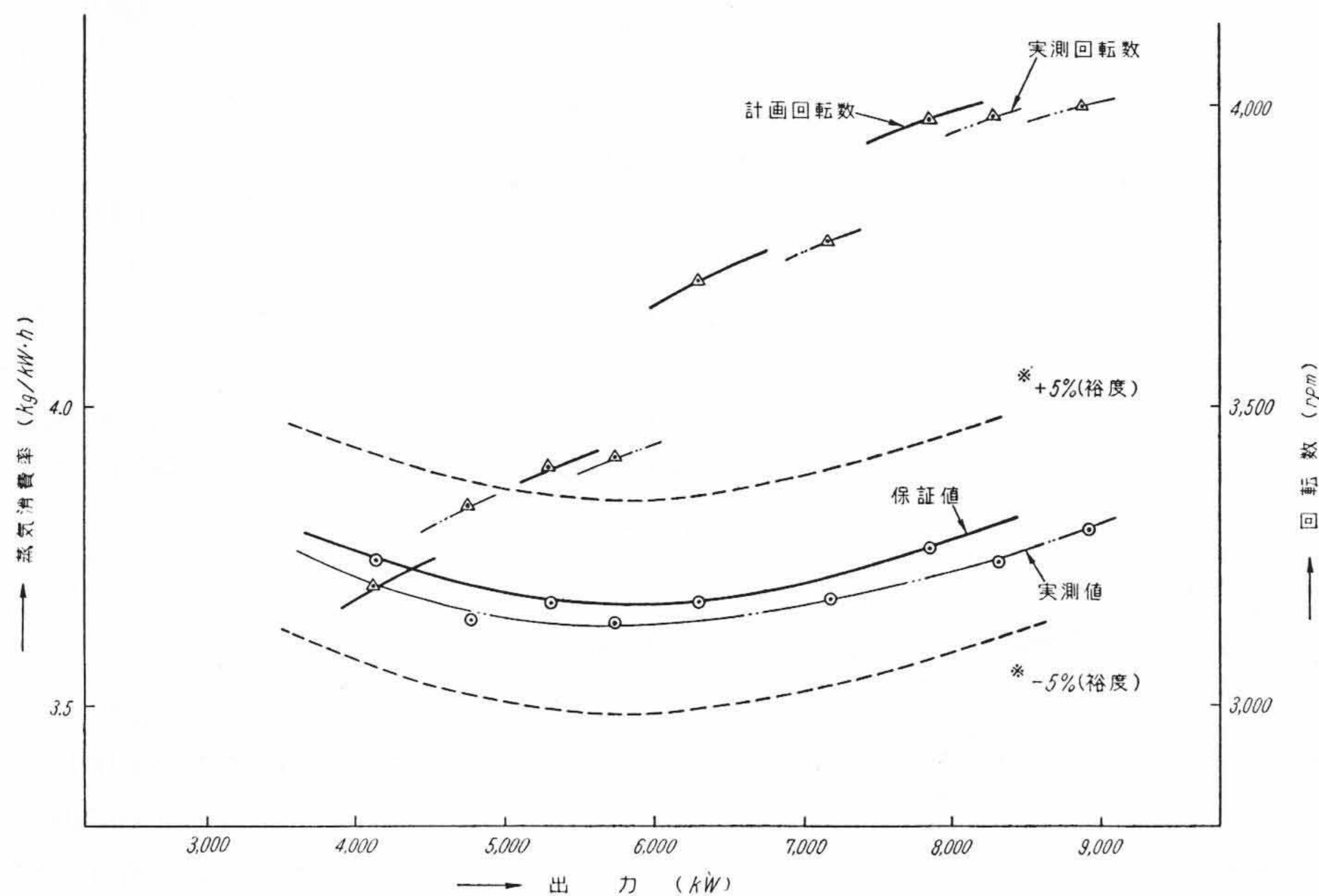
P_{GE1} : グランド・シール・レギュレータ・ラインの蒸気圧力 $\text{kg/cm}^2\text{abs}$

P_{GE2} : グランド・エキゾースタ・ラインの蒸気圧力 $\text{kg/cm}^2\text{abs}$

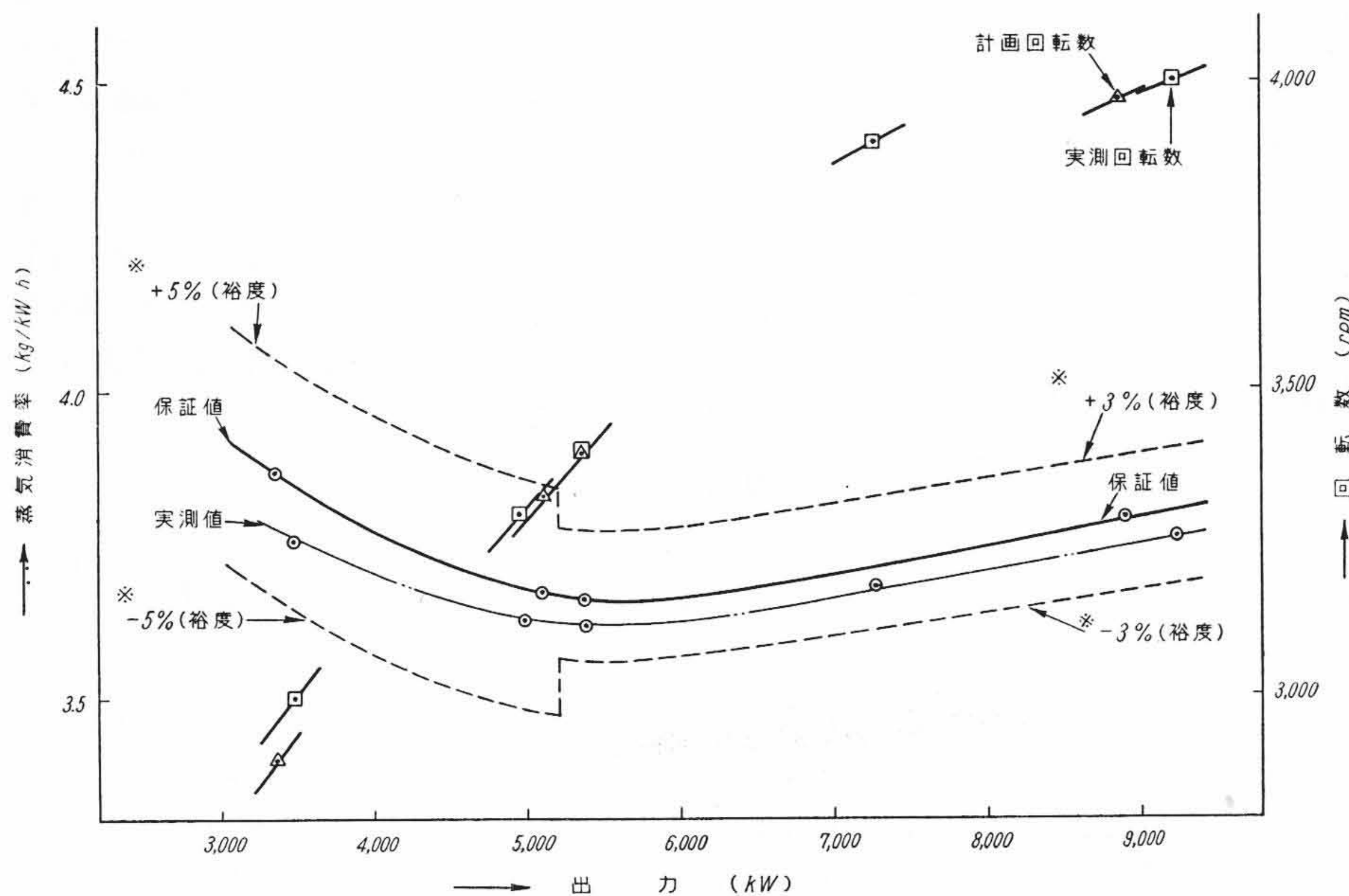
V_{GE1} : グランド・シール・レギュレータ・ラインの蒸気比容積 m^3/kg

z : ラビリレスのくし歯の数

タービン軸とラビリレスパッキングとの間げき面積は現地におけるタービン組立時の実測値からこれを求め、グランド・シール・レ



第 11 図 5 号機性能曲線 (第 2 表参照)



第 12 図 6 号機性能曲線 (第 3 表参照)

ギュレータ出口の温度は主蒸気がランド・シール・レギュレータ内で仕事をしないから等エタルピで減圧されるものとして蒸気温度を求め、蒸気表から、ランド・シール・レギュレータ・ラインの蒸気比容積を求める。ただし、タービン前側および後側ラビンスの径および間げき、ラビンスくし歯の数等が異なるので各々についてランド・エキゾースタへの蒸気量を計算し、それらの和を用いる。

以上のようにして蒸気消費量が求められるが実際の運転状態の蒸気消費量を定格状態に換算するために 5 号機、6 号機の各出力について補正を行なわねばならない。その補正係数を第 7, 8 図に示す。

蒸気消費量の補正は次式によって行なう。

$$Q^* = Q_0 \times C_p \times C_t \times C_v \times C_n$$

ただし Q^* : 補正蒸気消費量 kg/h

Q_0 : 蒸気消費量 kg/h

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_v : 排気室真空度による補正係数

C_n : 回転数による補正係数

排気室真空度および回転数は水銀絶対真空計および精密振動形回転計により計測した。

蒸気消費率は下記の式で求めることができる。

$$W. R. = \frac{Q^*}{S}$$

ただし $W. R.$: 蒸気消費率 kg/kWh

Q^* : 補正蒸気流量 kg/h

S : タービン軸出力 kW

タービン軸端出力は軸流送風機側の空気圧縮に要求される動力と軸受損失などの和を使用する。

4.2 性能試験およびその結果

性能試験は富士製鉄株式会社室蘭製鉄所立会のもとに 5 号機は昭和 36 年 3 月 27 日より 30 日にわたり、また 6 号機は昭和 36 年 4 月 25 日より 26 日まで行なわれた。その結果を次に述べる。

性能試験は 1 時間試験中と約同一状態で連続運転を行ない、安定した運転状況になったことを確認した後に 30 分の測定時隔で 5 点の測定を行なった。ゆえに 1 回の試験所要時間は制定 1 時間、計測 2 時間計 3 時間を基準とした。試験中にはできる限り計画値に近い状態で運転し、測定員はタービン側 4 名で測定を分担し、各担当測定は同一人とし個人差による読取り誤差を避けたが、一部読み違いなどの不注意にもとづく間違いを防止するために 2 重チェック方式を施行した。

試験時の計測時間表は第 9, 10 図のとおりである。

以上計測値およびその結果をまとめたものが第 4 表、第 11 図および第 5 表、第 12 図である。

5 号機は共通送風および第 4 高炉送風に使用されるものであるが、通常使用さ

れる共通送風用について性能試験を行なった結果が第 4 表、第 11 図に示すとおり非常に好い成績であり、裕度内に十分はいていたため、富士製鉄株式会社殿のご了承を得て第 4 高炉送風状態の性能試験は行なわず、5 号機の性能は共通送風時の成績で表わすこととした。また、参考用として最大出力 9,000 kW 時についても測定を行なったがその結果は参考値として示してある。

6 号機は第 4 高炉送風の専用機であり軸流圧縮機もそのように調整が成されており、性能試験の結果は第 5 表、第 11 図に示すとおり、ほぼ 5 号機と同じ結果が得られた。また 7,000 kW 時の性能も参考用として計測した。

上記の性能試験結果は送風機側の保証している稼動時の風量風圧の状態に試験されたため、タービン出力が計画状態からわずかに変化した値となっているが、この出力の計画値への補正は非常に多くの計算上の誤差が含まれるので行なわなかった。保証値との比較は実測値と同出力時の保証曲線上の点の値と比較したものである。総合補正係数がきわめて 1 に近いことは蒸気消費率試験が保証条件に近

第4表 5号機性能試験記録平均値一覧表

保証点	出力	kW	6,300	7,850	5,300	4,150	(参考)
	回転数	rpm	3,710	3,980	3,400	3,200	
保証点	蒸気消費率	kg/kW·h	3.67	3.76	3.67	3.74	±5%
			±5%	±5%	±5%	±5%	
試験年月日	年月日		36-3-29	36-3-28	36-3-29	36-3-30	36-3-30
計測時間	時分		13°30'~15°30'	16°30'~18°30'	16°30'~18°30'	9°30'~11°30'	13°30'~15°30'
タービン出力	kW		7,172	8,309	5,765	4,766	8,884
回転数	rpm		3,775	3,983	3,420	3,340	4,000
主塞止弁前圧力	kg/cm ² g		58.0	57.8	58.0	58.1	59.5
主塞止弁前温度	°C		473.5	477	474	466	469.2
調整段後圧力	kg/cm ² g		23.0	26.4	18.1	14.5	28.5
排汽室真空	mmHg		733.5	733	733	726	727
エゼクタ蒸気圧力	kg/cm ² g		12.1	12.1	12.1	12.1	12.1
エゼクタ蒸気温度	°C		313.8	312	316	315	313
エゼクタ蒸気流量	kg/h		202	203	202	202	202
衛帯蒸気量測定	前	kg/cm ² g	58.0	57.8	58.0	58.1	59.5
	後	kg/cm ² g	58.0	57.8	58.0	58.1	59.5
衛帯蒸気量	kg/h		0	0	0	0	0
衛帯蒸気圧力	kg/cm ² g		0.14	0.14	0.11	0.13	0.12
グラウンド・エキゾースタ入口圧力	前	kg/cm ² g	0	0	0	0	0
	後	mmHg	-10	-20	-20	-20	-25
グラウンド・エキゾースタ蒸気量	前	kg/h	117	125	102	110	110
	後	kg/h	117	125	102	110	110
主蒸気流量	t/h		27.8	32.2	22.8	18.3	35.2
復水流量	t/h		26,230	31,358	21,180	17,888	34,312
補正係数	蒸気圧力	—	0.995	0.995	0.995	0.993	1.000
	蒸気温度	—	0.993	0.9965	0.9935	0.981	0.987
	真空	—	1.004	1.003	1.004	0.989	0.992
	回転数	—	1.003	1.000	1.001	1.012	1.000
総合補正係数	—	0.9955	0.9954	0.995	0.976	0.979	
蒸気消費量	t/h		26.370	31.130	20.980	17.350	33.520
蒸気消費率	kg/kW·h		3.68	3.74	3.64	3.64	3.79
保証値に対する裕度	%		-0.82	-1.33	-1.09	-1.07	—

第5表 6号機性能試験記録平均値一覧表

保証点	出力	kW	5,350	5,100	8,900	3,350	約7,000 (参考)
	回転数	rpm	3,400	3,330	3,970	2,900	
保証点	蒸気消費率	kg/kW·h	3.66	3.67±5%	3.79	3.87	±5%
			±3%	±3%	±3%	±5%	
試験年月日	年月日		36-4-26	36-4-25	36-4-26	36-4-25	36-4-26
計測時間	時分		8°00'~10°30'	16°30'~19°00'	15°30'~17°30'	12°30'~15°30'	23°00'~15°00'
タービン出力	kW		5,349.5	4,956.0	9,237.5	3,450.5	7,250.3
回転数	rpm		3,400	3,300	4,000	3,000	3,900
主塞止弁前圧力	kg/cm ² g		61.0	61.0	61.0	61.0	61.0
主塞止弁前温度	°C		470	464	470	471	470
調整段後圧力	kg/cm ² g		18.5	17.0	33.0	13.0	25.0
排汽室真空	mmHg		745	745	735	740	743
エゼクタ蒸気圧力	kg/cm ² g		11.6	12.0	11.6	12.0	11.3
エゼクタ蒸気温度	°C		362	352	365	362	360
エゼクタ蒸気流量	kg/h		186.5	194.0	183.5	192.0	182.0
衛帯蒸気量測定	前	kg/cm ² g	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0
	後	kg/cm ² g	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0
衛帯蒸気量	kg/h		0	0	0	0	0
衛帯蒸気圧力	kg/cm ² g		0.15	0.12	0.15	0.11	0.15
グラウンド・エキゾースタ入口圧力	前	mmHg	0	5	0	10	0
	後	mmHg	40	40	40	30	40
グラウンド・エキゾースタ蒸気量	前	kg/h	91.0	86.15	91.0	79.8	91.0
	後	kg/h	91.0	86.15	91.0	79.8	91.0
主蒸気流量	t/h		—	—	—	—	—
復水流量	t/h		19,219.5	18,095.15	34,807.5	13,055.9	25,729
補正係数	蒸気圧力	—	1.001	1.001	1.001	1.001	1.001
	蒸気温度	—	0.988	0.978	0.988	0.989	0.988
	真空	—	1.018	1.018	1.006	1.016	1.015
	回転数	—	1.000	0.995	1.0005	1.012	0.994
総合補正係数	—	1.008	0.994	0.996	0.998	0.999	
蒸気消費量	t/h		19.365	18.000	34.680	12.980	25.700
蒸気消費率	kg/kW·h		3.62	3.63	3.76	3.76	3.65
保証値に対する裕度	%		-1.09	-1.31	-1.16	-2.46	—

い所で行なわれ、しかもきわめて正確に行われたことを示している。

蒸気消費率は5号機については裕度限界より約6%、保証値より約1%も良い結果が出ている。6号機では裕度限界から約6~4%、保証値より1~2.5%良い結果である。

5号機のタービンおよび送風機の軸受振動は第6表に示すとおり非常に小さく、実用上完全にバランスがとれているといってもさしつかえない。

軸受温度についても給油温度は43~47°Cでありタービン前側軸受で53~58°C、タービン後側で52~59°Cとなっており、いずれも制限値に対して十分な余裕があることが明らかである。

そのほか、保安装置、準保安装置の試験についてもなんら問題なく当初の計画どおりに作動し、また主油ポンプと補助油ポンプの切替えも全くスムーズに行なわれることが確認できた。

5. 結 言

以上富士製鉄株式会社室蘭製鉄所納軸流送風機駆動用 9,000 kW

第6表 5号機軸受振動

出力 (kW)	軸 受 振 動 (両振幅)				
	タービン前側 垂直方向 μ	タービン後側 垂直方向 μ	タービン後側 水平方向 μ	送風機前側 垂直方向 μ	送風機後側 水平方向 μ
4,150	0.0	1.8	0.2	0	0.4
5,300	0.0	2.0	0.6	0	1.0
6,300	0.1	3.0	1.0	0	1.0
7,850	0.1	1.5	0.5	0	1.0
8,900	0.1	1.2	1.2	0	1.0

蒸気タービンの構造ならびに現地運転結果について記述した。わが国の最大級の記録品である本タービンが予期以上の優秀な成績を収め得たことはわれわれの大きな喜びとするところであり、今後のこの方向の発展に寄与するところ大であると考え。最後に、本機の製作並びに現地試運転に際し、終始懇切なご指導をいただいた富士製鉄株式会社室蘭製鉄所の関係各位の方々に深く感意を表す。

本誌の新年号は、毎年「日立技術の成果」として広く愛読者諸兄より多大のご好評をいただいております。昭和37年度の新年特集増大号(Vol. 44 No. 1)も恒例により“昭和36年度における日立技術の成果”号として発行することになりました。

なにとぞ引きつづきご愛読くださいますよう、お願い申し上げます。