

日本国有鉄道納

## 川崎発電所 60,000 kW タービンと性能試験成績

60,000 kW Steam Turbine and Performance Test for the Kawasaki Power Station, Japanese National Railways

加藤 正敏\* 北川 祐司\* 谷岡 啓次郎\*  
Masatoshi Kato Yuji Kitagawa Keiji Tanioka

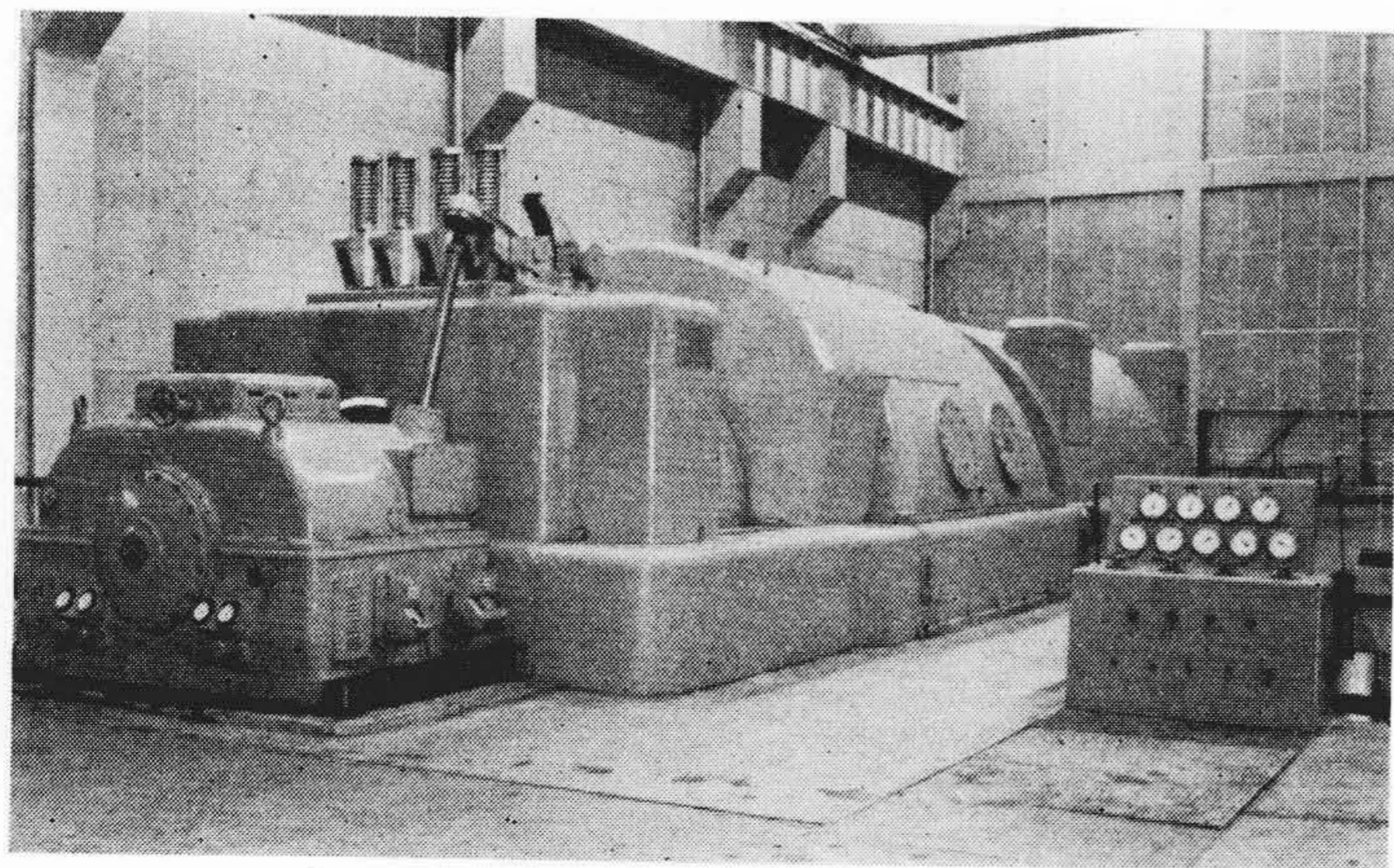
## 内 容 梗 概

国鉄の電化計画が進むにつれてますます増大する電力の需要に応ずるために、さきに川崎発電所に蒸気条件 88 kg/cm<sup>2</sup>g, 510°C, 容量 60,000 kW の新鋭火力設備が建設され現在きわめて好成績にて運転を続けている。この発電所は電鉄負荷という特殊用途に供せられるため一般の発電所と異なり負荷変動が大きく、このため設計には種々の特別の考慮が払われている。本文は、これらのタービン計画に当たり特に考慮した点について述べ、さらに性能試験の結果について取りまとめたものである。

## 1. 緒 言

日本国有鉄道では現在まで、小千谷および千手の水力発電所と川崎火力発電所とによって自家使用の電鉄負荷の大部分をまかなってきたが、最近の急速な国鉄電化計画の進展に伴い新鋭火力発電設備の増設が望まれるに至り、川崎発電所増設新鋭1号機として 60,000 kW タービン発電機設備がさきに日立製作所より納入せられた。本タービンは同社最新の技術に基き設計製作せられたもので信頼度高く取扱い容易にしてかつ外観スマートなことはもちろん、従来あまりその例を見ない苛酷な負荷条件に十分耐えうるよう特殊な設計が取り入れられたもので、現在きわめて高い性能にて順調な営業運転を継続し、今渴水期の電力需給に大きな貢献をなしている。なお、この営業運転中にタービン性能試験を施行したが、その結果は予想計画値を上回るきわめて優秀な成績を示した。

以下、本タービン設備の特長と性能試験結果について



第1図 60,000 kW タービン発電機

\* 日立製作所日立工場

紹介したい。第1図は営業運転中の本機の外観を示すものである。

## 2. タービンの計画概要

## 2.1 仕 様

本タービンの計画要目は次のとおりである。

形 式	日立衝動式二汽筒複流排汽形
最大連続出力	60,000 kW
定格出力	50,000 kW
回 転 数	3,000 rpm
蒸気圧力	88kg/cm <sup>2</sup> g
蒸気温度	510°C
復水器真空	730 mmHg
抽汽段数	5 段

## 2.2 タービンの計画条件

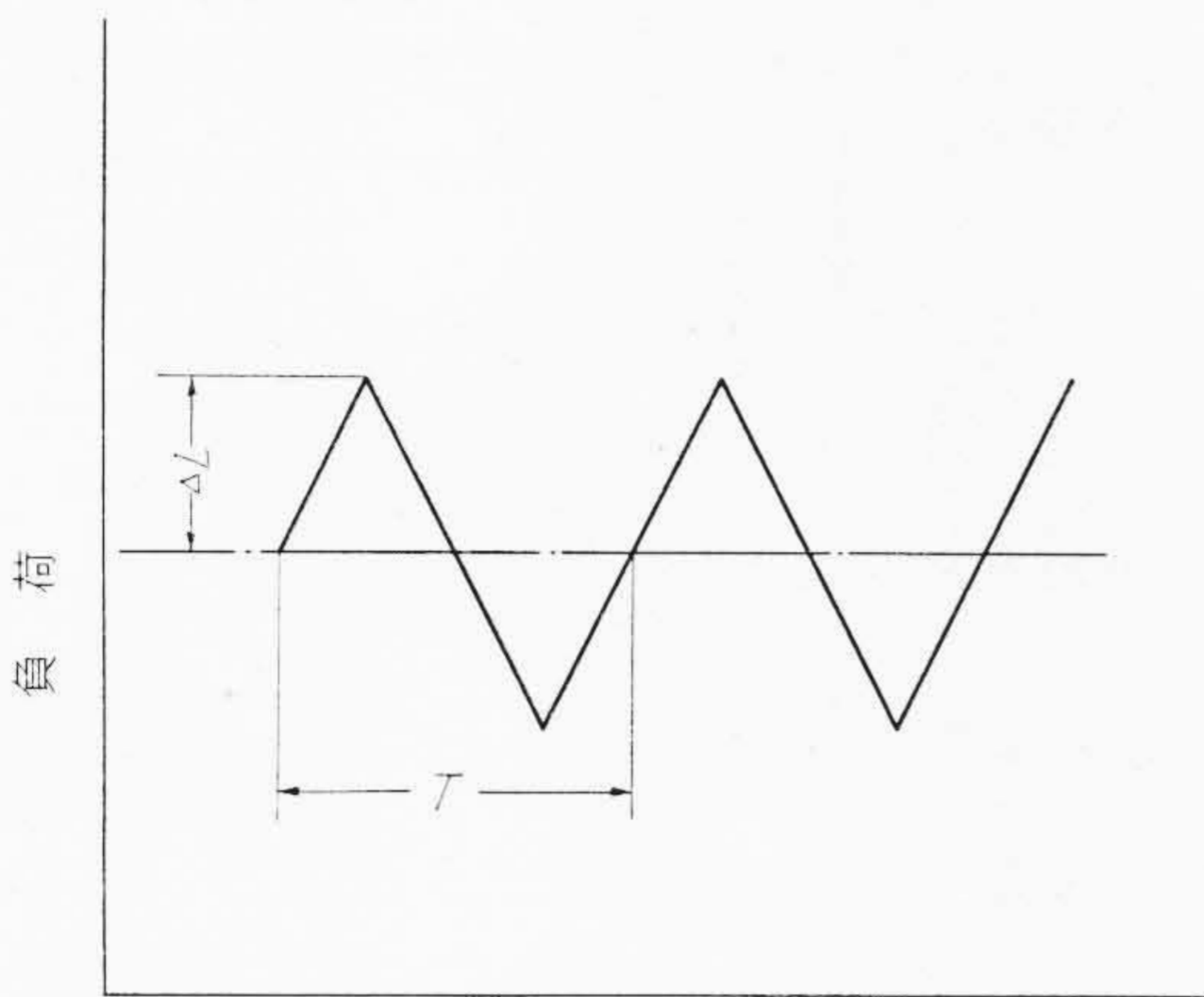
前述のように本タービンは電鉄負荷という特殊用途に供せられるものであるため、その負荷条件は、従来その例を見ない峻厳なものであり、負荷状態は通常繰り返す変動負荷のほかに異常変動として 30,000 kW の瞬時負荷増加を考慮せねばならないものである。第2図はこの予想せられる通常の繰返し負荷を、また第3図は異常変動負荷を示すものである。

## 2.3 計 画 概 要

以上のような条件に十分耐え、かつ高い効率をうるためにタービンの計画に際し特に考慮せるところは次の諸点である。

- (1) タービン各部の熱応力
- (2) ロータと車室の伸び差
- (3) 汽罐の罐水循環の乱れ、あるいはキャリオーバーに対する対策
- (4) 汽罐給水の脱気





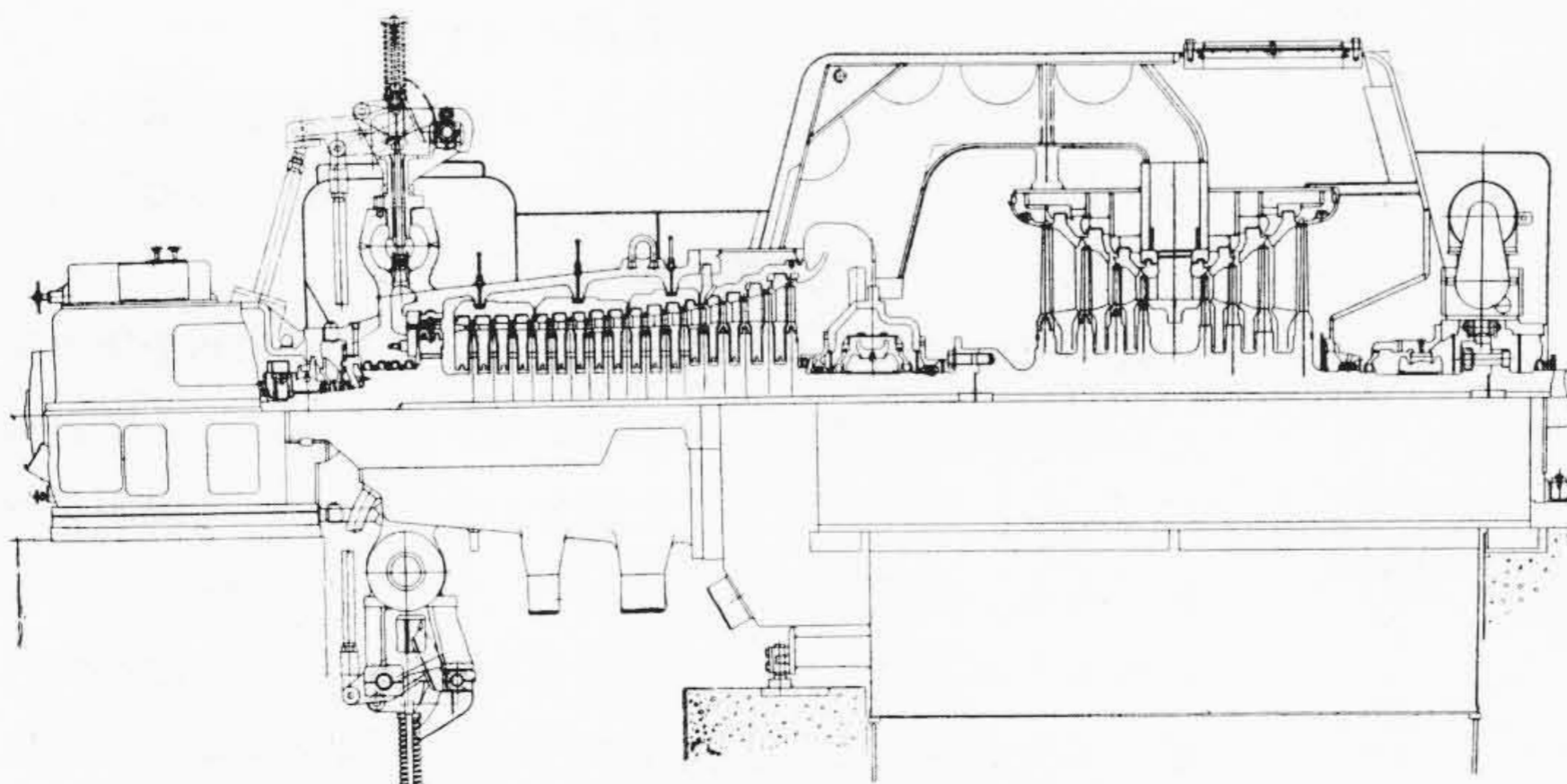
	①	②	③
負荷変動 $\Delta L$ (kW)	7,500	12,500	15,000
変動周期 $T$ (秒)	10	60	120

第2図 通常繰り返す負荷変動状況

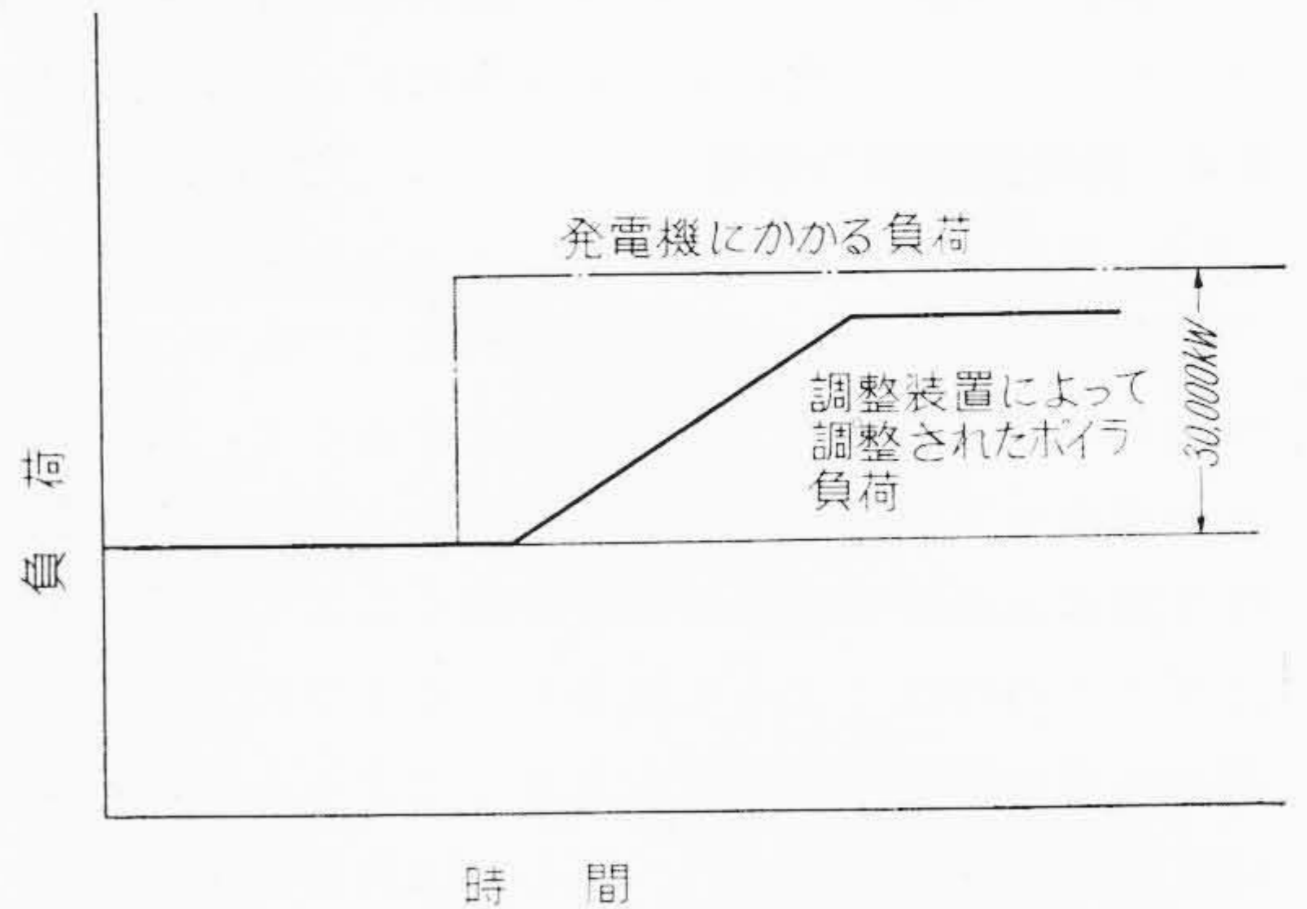
以下、これらについて順次説明する。

タービンは第4図に示すように衝動形複車室構造で、ロータは高低圧とも一体鍛造削り出し形でリジッドカプリングにより結合されている。また、高圧車室は二重車室構造なるため内外車室とも、その形状をきわめて簡単化することができた。本構造は負荷変動時における各部の熱応力を僅少とすることが可能でありロータも著しく、その剛性を増している。

次に負荷変動時に問題となるのはロータと車室の軸方向伸び差である。今、30MWで運転中、急激に60MWまで負荷増加した場合を考えると調整段後の蒸気温度は瞬間的に約60°C上昇することになり、この場合、車室に比してロータは温度に対する応動性ははるかに速いので相対的伸び差としてロータは推力軸受を基準点として発電機側に伸びることになる。負荷が減少する場合は、この逆の状態となるわけである。これらのことを考慮し、噴口と翼との軸方向間隙は種々の条件について詳細な計算



第4図 60,000 kW タービン断面図



第3図 異常変動負荷の状況

結果に基づき、与えられた負荷条件ではロータとダイヤフラムとが接触することのないよう決定せられている。この点、衝動タービンなるため、軸方向間隙をいくぶん大としても効率の低下はほとんどなく、また本タービンの場合はこれを補うため翼のシュラウドリング上に内部車室よりラジアルフィン設けることによって漏洩損失を防いだ。さらに、温度変化の激しい高圧部数段には、万一接触することがあっても差しつかえないよう翼のシュラウドに対するダイヤフラム部分にきわめて硬度の低いBTHメタルを熔着することによって安全を計った。

次に火力プラント全体として考えた場合、予測せられる負荷条件のうち、通常繰り返す負荷変動に対しては問題はないが異常変動に対してはボイラが安全である限度内に蒸気量の変動をおさえるようタービンに出力変動の幅と傾きを調整する装置を設置することが必要である。本発電所の場合、特に東京電力との併列を切り単独系統となった場合は、この新鋭火力設備に瞬間的に大きな負荷の増加が生ずる場合が予想せられるので、負荷調整は安全運転のためにぜひ必要となる。

ボイラのプライミングはドラム内の水位、蒸気圧、保有熱量、セパレータの作用などを考え合わせ、一般に次の二つの場合に生ずるものである。

(a) 蒸気流量の増加の割合が限度以上に急激な場合。

(b) 蒸気流量の急激な増加量が限度をこえた場合。

でありおのおのの制限値はボイラ特性により決定せられるものである。負荷調整は、これらの制限値一杯に設定するのが得策であり (a)の制限を行うのが負荷増加速度調整装置であり (b)の制限を行うのが特殊負荷制限器である。

これらの保護装置は日立製作所独自の考案になる特許権を有するもので、それ



それ単独動作試験で計画どおりの優秀な成績を取めた。以下これらについて説明を加えてみたい。

### 2.4 負荷調整機の機構

#### (a) 負荷増加速度調整装置

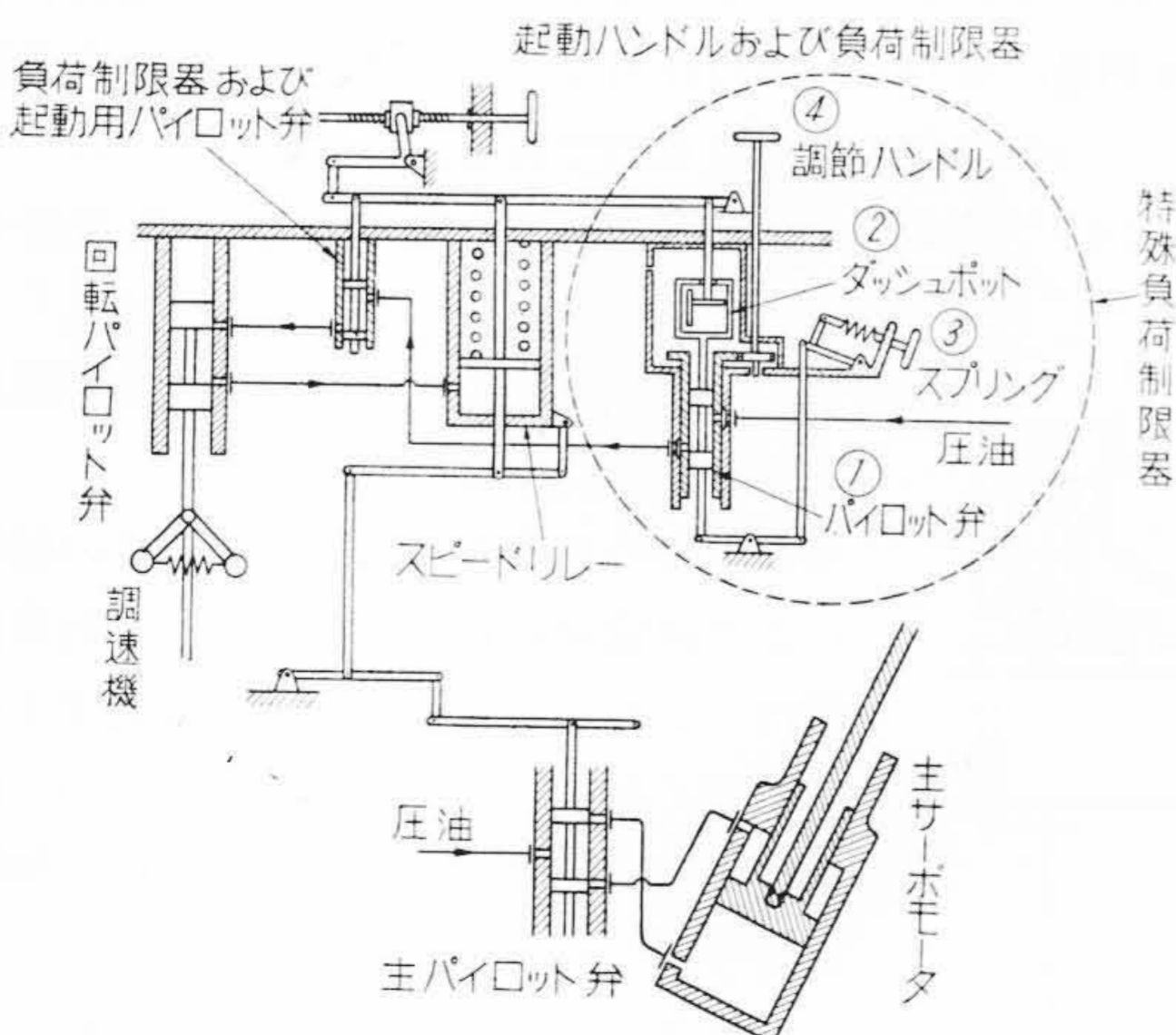
負荷の増加速度を制限する目的は二つあり、その一つはボイラのプライミングを防止すること、今一つはサーボモータの開動作を適度の速さと圧油の急流動に伴う调速油系統の油圧の低下を防ぐことである。前者はボイラの特性によって決まり、ボイラによっては負荷が大きいほど増加速度を大きくできるもの、あるいは反対に小さくなるもの、あるいは負荷に関係なく一定のものがある。本装置は、そのいずれの特性にも順応できるようにサーボモータのパイロット弁の行程を制限するストッパーの位置をサーボモータの開度、すなわちそのときの負荷に応じて変えるレバー機構よりなっている。调速機が瞬間的に動作しパイロット弁が引き上げられてもストッパーによりあらかじめ設定せられた行程に制限せられるのでサーボモータの速度に制限を受け、前述(a)の制限が行われる。

#### (b) 特殊負荷制限器

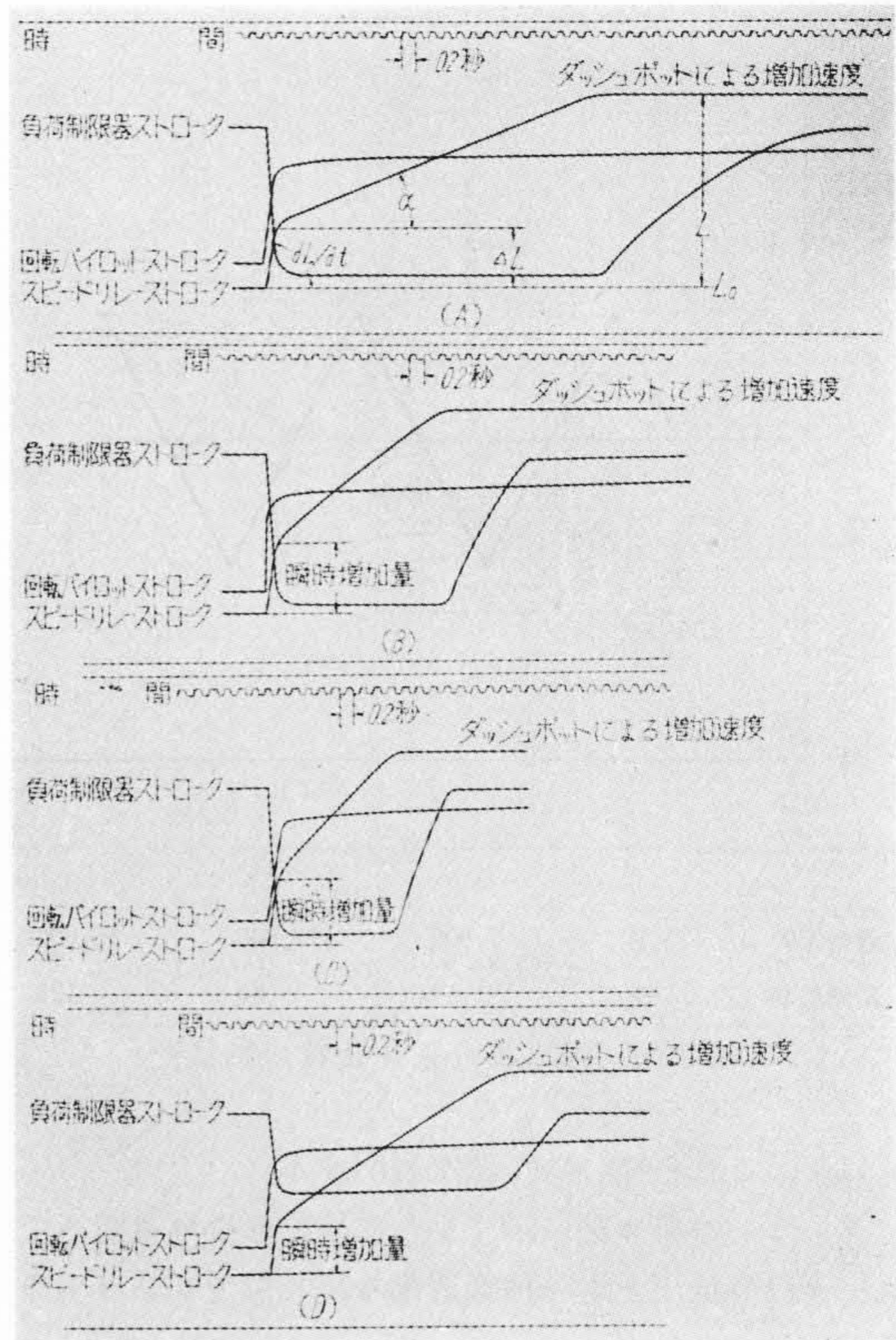
蒸気流量の瞬時増加量を制限する装置が、この特殊負荷制限器である。本装置は第5図に示すように

- ① 特殊負荷制限器パイロット弁
- ② このパイロット弁とスピードリレーとを弾性的に結合するダッシュポット
- ③ このパイロット弁を定常位置にもどすスプリング
- ④ 設定位置を変えるスリーブとその調整ハンドル。

タービンの負荷が緩慢に変化し、スピードリレーがこれに応じて緩慢に動作するときは、ダッシュポット



第5図 特殊負荷制限器機構図



第6図 特殊負荷制限装置作動状況

はほとんど抵抗力を持たないので、パイロット弁はスプリングによって下ストッパーに固着し、負荷制限値は常に設定値通りとなる。タービンの負荷が急激に増加しスピードリレーが応動して急上昇するときは、ダッシュポットは抵抗力を持つのでスプリングの力に打ち勝ってパイロット弁を引き上げスピードリレーが一定量上昇すると（タービン負荷が一定量かかると）油路は閉ざされ、それ以上スピードリレーは動かず負荷は制限される。いったん、このような状態に達したのち、スプリングとダッシュポットによってパイロット弁は徐々に下降するので、いったん頭打ちとなった負荷は徐々に増加し所要負荷に達する。

以上、タービンに設けられた特殊負荷制限機構と、その作動原理について述べたが、これらの機器の実際の作動状態を示すものが第6図である。

①～④は調節ハンドル④およびスプリング③を種々変えた場合の動作状況を示している。今、①について負荷が  $L_0$  から  $L$  だけ増加した場合の作動について説明を加えてみる。負荷が急変してから、すなわち回転パイロットのストロークが急激に変化すると加減弁、すなわちスピードリレーはまず負荷増加速度調整装置によって制限された  $dL/dt$  なる勾配で開き、タービンは負荷をとっ



てゆくが、負荷増加量が  $\Delta L$  に達したとき、特殊負荷制限器が働いて、いったん頭打ちとなり以後はスプリング③とダッシュポット②の働きにより  $\alpha$  という緩慢な速度で負荷は増加する。この  $dL/dt$ ,  $\Delta L$ , および  $\alpha$  の制限値はボイラの種類によって異なるばかりでなく、負荷  $L_0$  の大小によっても異なるもので、これらの性質を満足するよう制限値の調節が可能となっていることは前述のとおりである。

### 3. 復水器脱気方式について

このタービンプラントのいま一つの特長とするところは復水器脱気方式を採用したことである。この復水器脱気方式は冷却管の下部に脱気トレイを設けタービン排気の一部をこのトレイに導いて復水を再熱脱気するもので、脱気器がないことが従来のプラントと比較して大きな特色となっている。

本プラントは負荷の変動が非常に急激であるという特殊性を持っているため通常の脱気器でも十分な脱気性能をうることは非常に困難と考えられる。さらに負荷の急変により抽気蒸気の圧力が変化するため脱気器内でフラッシングが起ることが予想され給水ポンプの運転が非常に困難となるので復水器脱気方式を採用したものである。

プラントサイクルに復水器脱気方式を採用すると、設備費が安くなり、配置配管は簡単化され、運転保守および制御も簡単になり、さらに給水ポンプ入口の温度を下げるので給水ポンプの設計が容易になる。

しかし、これらの利点のある反面高真空のもとで脱気を行うので、どうしても空気の漏洩が起りやすく、また低負荷時には冷却水による過冷却などの問題もあって圧力形の脱気器に比較して脱気性能がいくぶん悪くなるのは最大の欠点である。そのほか低圧給水加熱器の疎水の処理とか、脱気されていない水を補給水として使用する場合には十分注意しなければならない。これらの対策として脱気トレイを設けたほか、空気抽出器の能力を大きくして復水器内の累積空気を極力少なくし、さらに補給水を貯蔵するサージタンクをネオプレンシールするなどの対策を行い脱気性能の向上を図った。

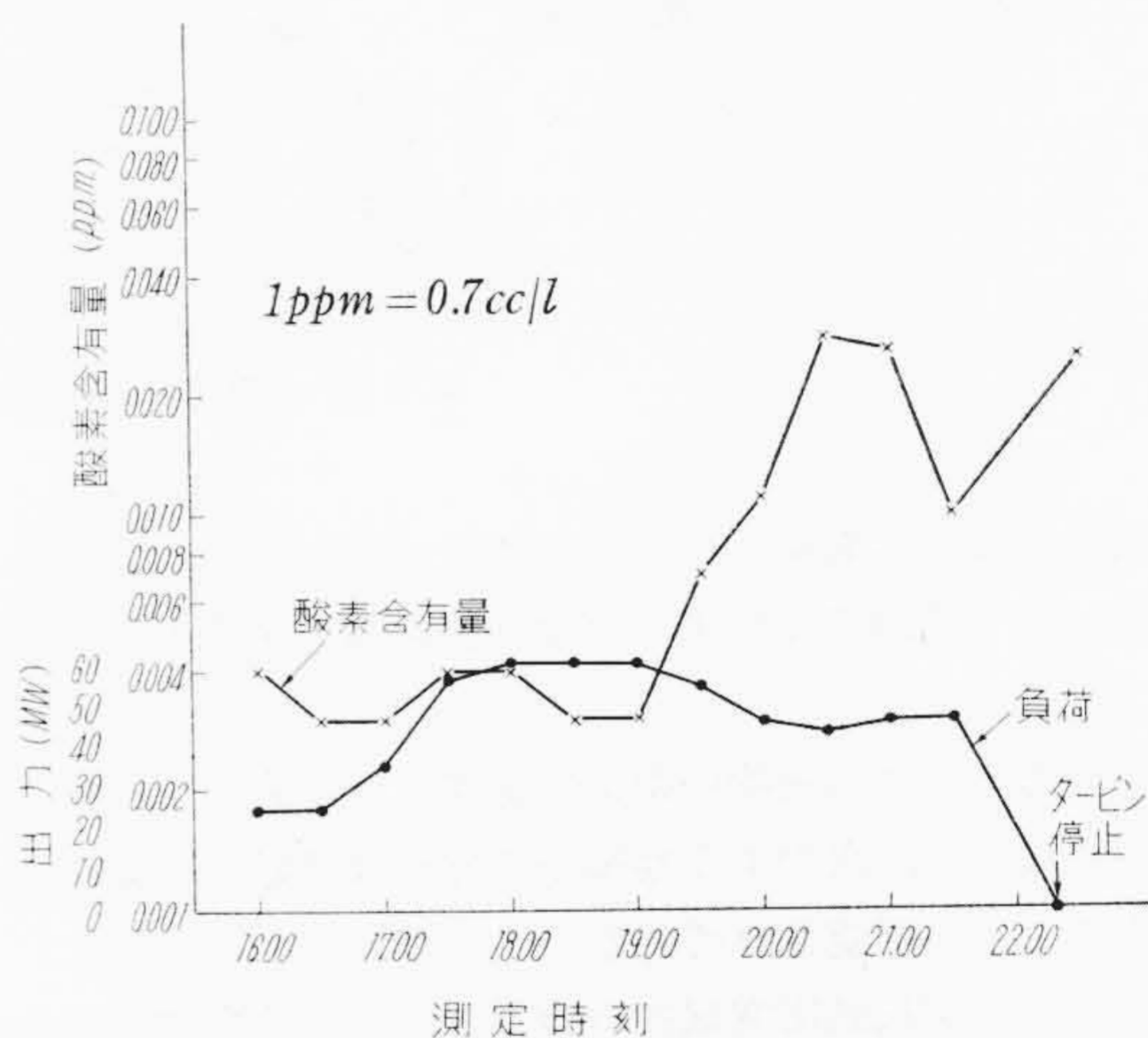
復水器脱気方式の実施状況を見てみると、そのほとんどがベースロード用のもので本発電所のように低負荷運転および起動停止の多い大容量プラントにおける本方式の採用は国内ではもちろん最初のもので外国にもほとんどその例を見ないものである。したがってその結果は早くから業界の注目を受けていたが性能試験の結果ひんぱんな急速起動停止、低負荷運転にも十分にその機能を果たしていることがわかった。

普通の再熱脱気方式の復水器では復水器出口の酸素含

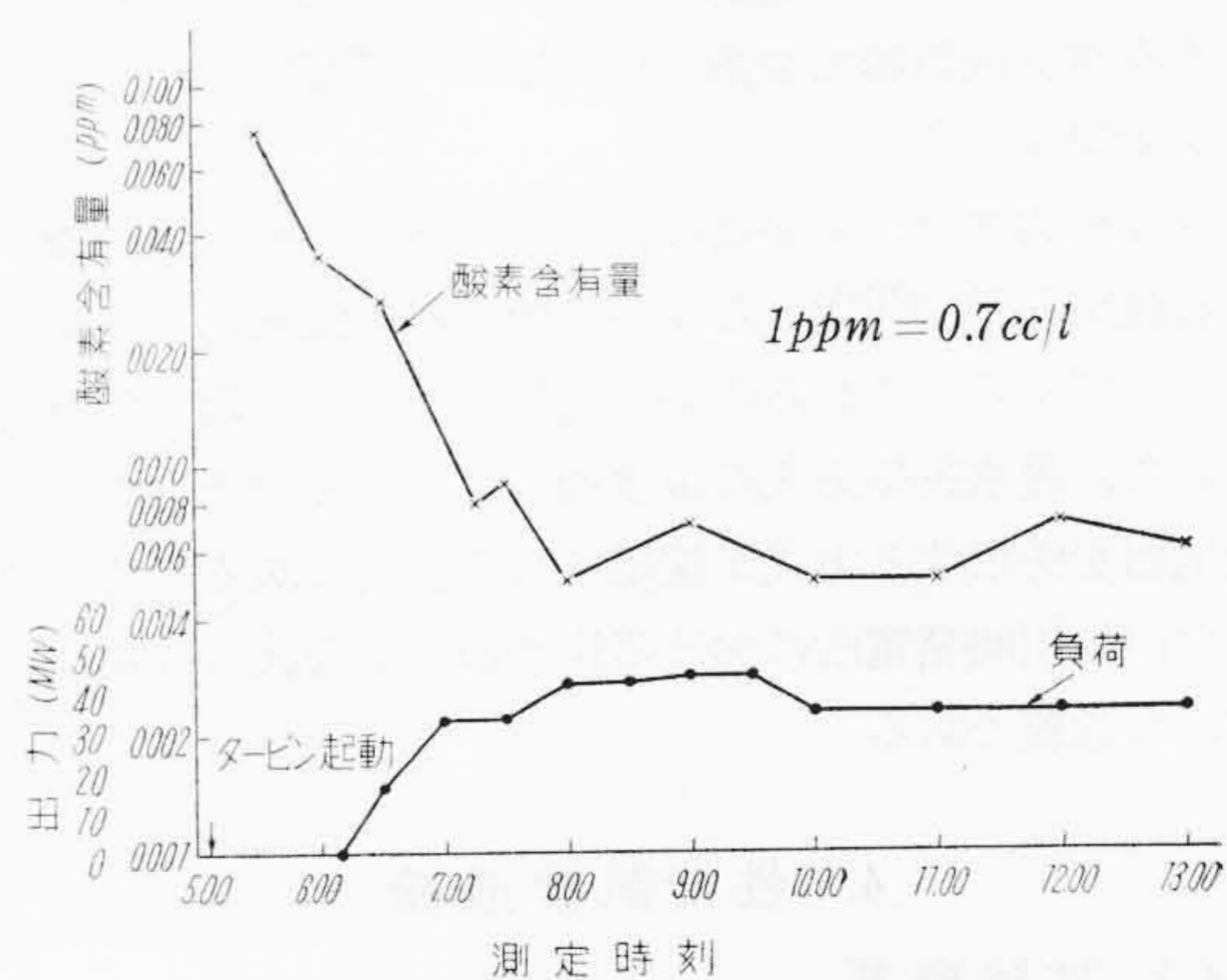
有量を  $0.03 \text{ cc/l}$  以下に保証しており、復水器脱気方式のもので  $0.01 \text{ cc/l}$  となっているが、このプラントでは連続高負荷運転中は  $0.005 \text{ cc/l}$  以下を目標として設計した。低負荷の場合には復水の過冷却が起りやすく、そうなれば酸素溶解度が多くなるので脱気性能は必然的に悪くなる。

高負荷運転中の試験結果は第7図に示すとおりであるが、含有酸素は  $0.002 \sim 0.003 \text{ cc/l}$  で十分な性能を発揮している。

第7図で19時ころから酸素含有量が増加しているのは、比較的酸素含有量の多いサージタンクよりボイラドラムに水張りしたためで普通連続運転している場合には十分設計値を満足している。次に起動時の結果は第8図に示すとおりタービン併入後約1時間30分で  $0.005 \text{ cc/l}$  以下となっておりきわめて満足すべきものである。ただこの場合は比較的low負荷であるので高負荷運転のときに

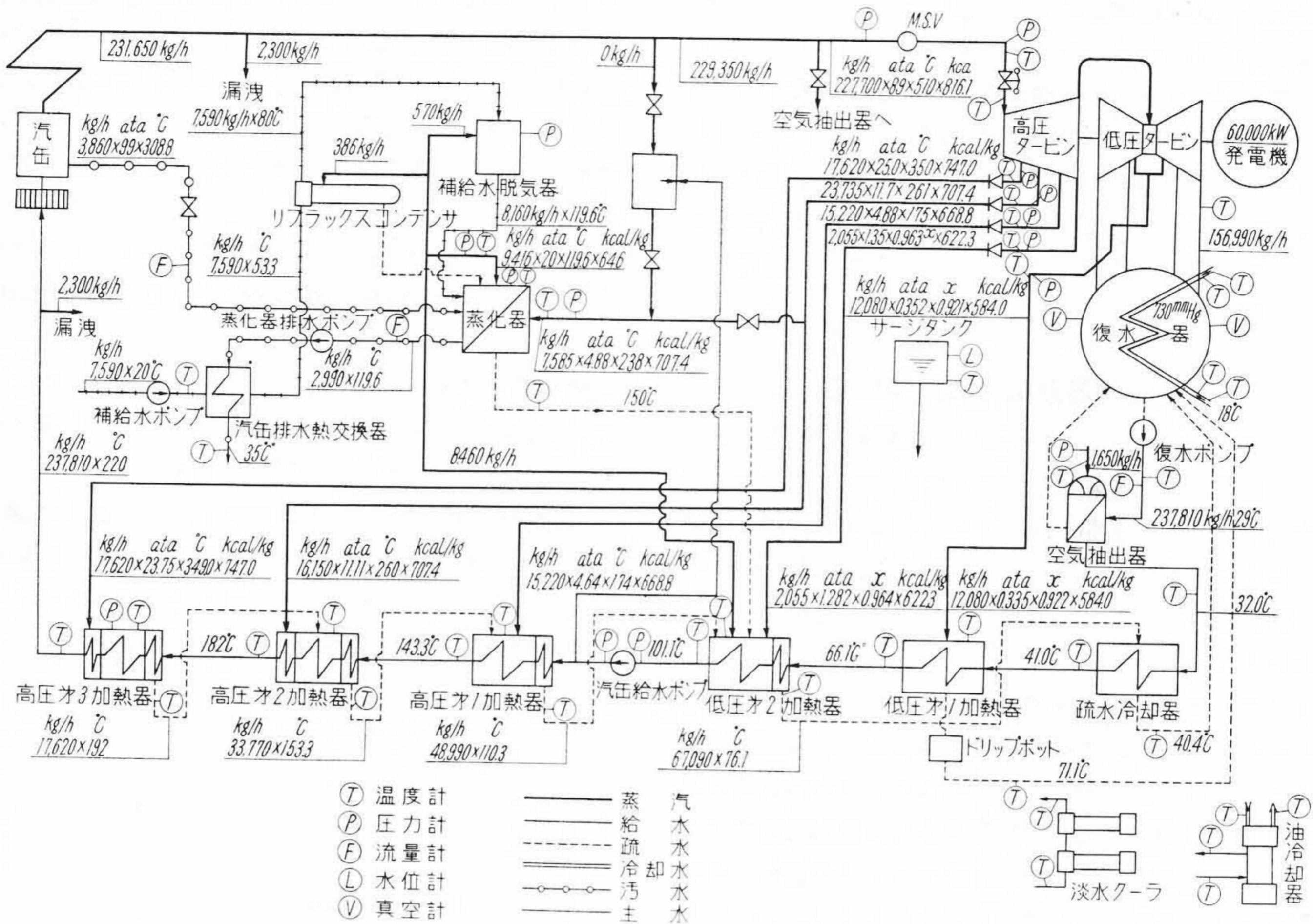


第7図 高負荷運転時酸素含有量



第8図 起動時酸素含有量





第9図 60,000 kW 熱平衡線図と測定点

比較して酸素含有量がやや多くはなっているが、運転上はまったく問題にならず十分設計値を満足するものである。

この方式では起動時の脱気性能は運転方法により相当左右されるが、次のような順序で行えば良好な脱気性能をうる事が確認されている。

- (1) まず起動用空気抽出器でできるだけ真空度をあげ復水器中の残留空気を抽出してから復水ポンプを起動する。
- (2) タービンを起動して併入するまでに約1時間給水を空気抽出器で加熱し復水器に再循環すれば相当脱気効果がある。

今後火力プラントが高温高压化すると、給水中の酸素含有量が非常に問題となるので脱気器の性能向上が必要となってくる。これらの高温高压プラントの新しい方向として、復水脱気方式の復水器と比較的運転圧力の高い脱気器を併用する方式が採用される傾向にあるので、今回の国鉄川崎発電所における復水器脱気方式の成功は非常に有意義である。

#### 4. 性能試験成績

##### 4.1 試験概要

本効率試験はタービン発電機端子出力 60, 50, 40,

第1表 60,000 kW タービン効率保証値

出力 (kW)	60,000	50,000	40,000	30,000
熱消費量 (kcal/kWh)	2,246	2,228	2,243	2,330
蒸気消費量 (kg/kWh)	3.85	3.75	3.69	3.75
所内電力 (kW)	778.0	768.55	761.95	439.15

30 MW の各抽気運転時において、入口蒸気圧力、温度が 88 atg, 510°C 真空度 730mmHg の定格状態において、熱消費量ならびに蒸気消費量、所内電力消費量の値が第1表に示す保証値を満足するものであるか否かを検討するものであり、関係各部分の計測をできるだけ正確にして、十分その目的を達することができるように、次の試験方法に基き現地において国鉄当局者立会の上実施し、きわめて優秀なる成績を収めることができた。

##### 4.2 試験方法

本試験では、試験開始2時間前よりタービン負荷を一定として、その間、各部の条件をできるだけ計画値に一致せしめるように調整して、タービンの運転状態が安定したのちに測定にはいった。計測時間は各負荷試験とも連続2時間とし、15分ごとに測定記録をとり、のちにこれら全測定値の平均を求めて、所要試験値を算出した。

性能試験では、主として第9図に示す点の圧力P、温



度⑩を測定し、これより熱量⑨を求め、次にオーバル流量計の読みの復水量を基準にして、これから封水量、サージタンク増加水量、空気ポンプ駆動蒸気量を減じて、入口蒸気量を求めた。

4.3 各部測定法ならびに補正

(1) 蒸気圧力計

蒸気圧力計はすべて「重り式圧力計試験機」によって検定し、入念な補正を行った。

(2) 蒸気温度計

主蒸気温度などの高温用温度計は、金属融点法によって検定し、較正曲線を作成した。

また、棒状温度計は氷点および沸点で較正後使用した。

(3) 排気室真空計

排気室真空計および復水器真空計は所定の既設計器があるが、特に排気室真空測定の方全を期するため、排気室に新たに2箇所の測定口を設け、絶対真空計を併置して測定し、その平均値を採用した。

(4) 復水流量

250 t/h の容量のオーバル流量計を較正して使用した。

(5) 封水パッキン用水量

タービンシャフトの封水パッキン用の水は封水タンクより給水されて、復水器にはいっている。したがって、この封水量を計測し、これを復水量よりさし引いた。

(6) 空気抽出器の蒸気消費量

空気抽出器の蒸気消費量はノズル前の圧力、温度およびノズル面積から計算によって求めた。

(7) サージタンク増加水量

試験測定時間の初めと終りの水位の変化を測定し、サージタンクの増減を計算し、復水量に加減した。

(8) 電力量

携帯用標準積算電力計を使用した。

(9) 回転数

中央室設置の周波数計により測定した。

(10) 補正係数

回転数および入口蒸気圧力、温度、ならびに排気室真空がそれぞれ規定値に対して偏差を有するときは、既定の補正曲線により補正係数を求め、蒸気消費量ならびに熱消費量を規定の圧力、温度、回転数の場合に補正して試験成績とした。

(11) 所内動力

所内動力としては、次の補機運転に消費せる動力を合計した値を試験対象とした。

冷却水ポンプ、復水ポンプ、淡水ポンプ、補給水ポンプ、蒸化器排水ポンプ、密封油ポンプ、遠心分離

第2表 性能試験記録

測定項目	試験出力 (kW)			
	30,000	40,000	50,000	60,000
出力 (kW)	30,405.7	40,434.3	50,301.0	60,258.0
回転数 (rpm)	2,909.4	2,915.0	2,914.2	2,914.8
主蒸気圧力 (kg/cm <sup>2</sup> g)	87.0	86.7	87.0	86.5
主蒸気温度 (°C)	463.0	486.0	512.0	515.3
排気室真空 (mmHg)	729.7	730.0	734.1	736.8
最終給水温度 (°C)	187.4	202.4	214.1	225.5
復水量 (kg/h)	127,280	160,196	192,755	233,923
封水量 (kg/h)	2,495	2,495	2,495	2,495
サージタンク増加水量 (kg/h)	3,100	2,265	2,573	1,515
最終給水量 (kg/h)	121,685	155,436	187,687	229,913
空気ポンプ駆動蒸気量 (kg/h)	1,520	1,585	1,580	1,460
タービン入口蒸気量 (kg/h)	120,165	153,851	186,107	228,453
補正蒸気消費量 (kg/kWh)	3.74	3.66	3.65	3.73
補正熱消費量 ((kcal/kWh)	2,297	2,232	2,224	2,234
補機動力合計 (kW)	430.9	752.2	720.3	769.3

機、ベーパーエキストラクタ、カンバーランド

4.4 蒸気消費量および熱消費量の計算

計算値の要旨を次に述べる。

- 復水量.....  $W_o$  (kg/h)
- 封水量.....  $W_p$  (kg/h)
- サージタンク増加水量...  $W_s$  (kg/h)
- 最終給水量.....  $W_x = W_o - (W_p + W_s)$  (kg/h)
- 空気ポンプ駆動蒸気量...  $W_j$  (kg/h)
- タービン入口蒸気量.....  $W_I = W_x - W_j$  (kg/h)
- 入口蒸気エンタルピー...  $h_1$  (kcal/kg)
- 最終給水エンタルピー...  $h_g$  (kcal/kg)
- 発電機端子出力.....  $N$  (kW)
- 補正係数

	蒸気消費量	熱消費量
主蒸気圧力	$a_1$	$a'_1$
主蒸気温度	$a_2$	$a'_2$
排気圧力	$a_3$	$a'_3$
回転数	$a_4$	$a'_4$

蒸気消費量.....  $W.R.$  (kg/kW·h)

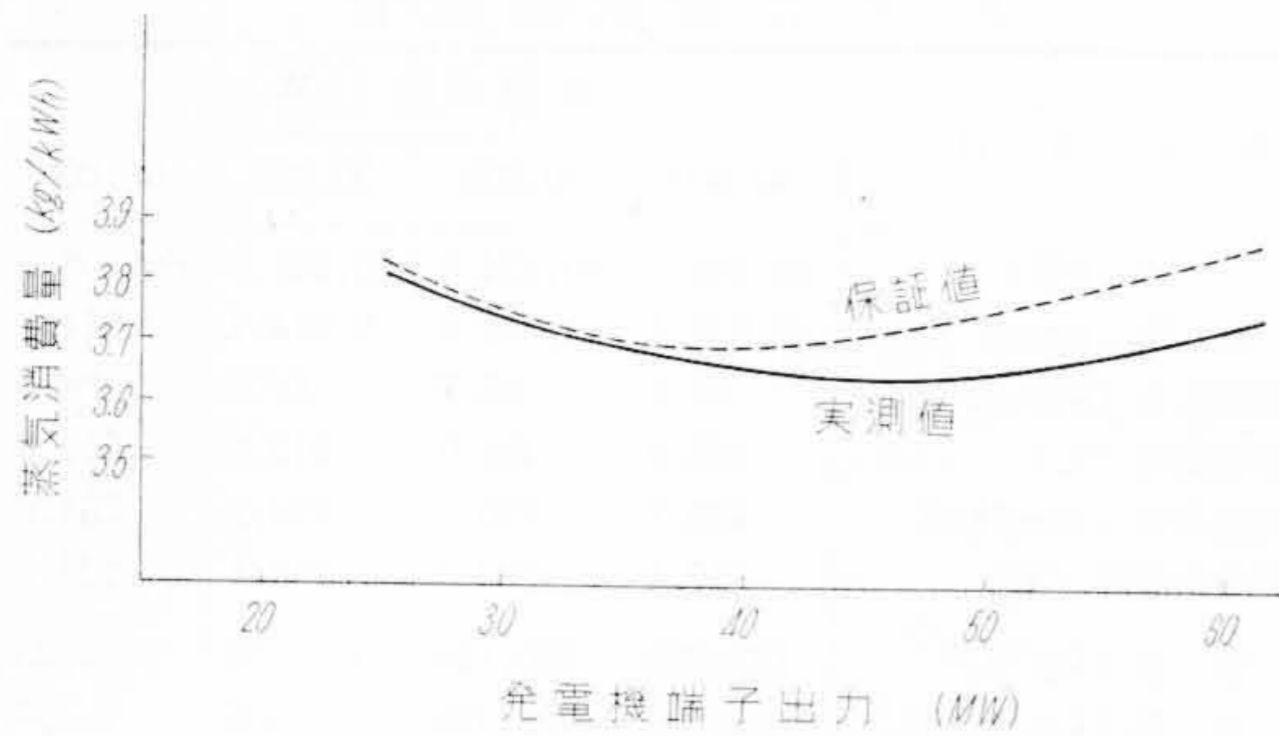
熱消費量.....  $H.R.$  (kcal/kW·h)

とすれば、蒸気消費量および熱消費量はそれぞれ次式により算出される。

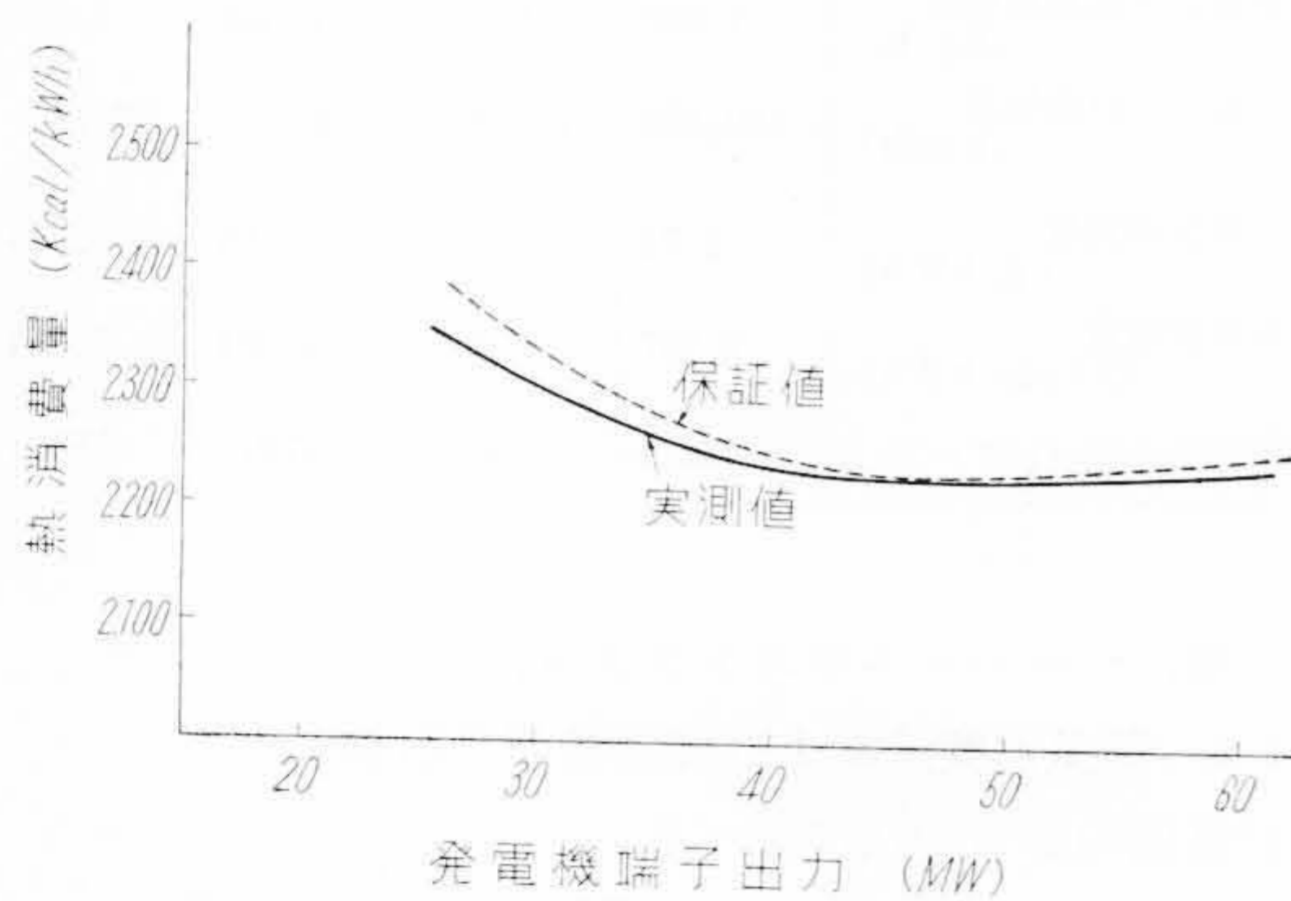
$$W.R. = \frac{W_I}{N} (a_1 \times a_2 \times a_3 \times a_4) \quad (\text{kg/kW}\cdot\text{h})$$

$$H.R. = \frac{W_x(h_1 - h_g)}{N} (a'_1 \times a'_2 \times a'_3 \times a'_4) \quad (\text{kcal/kW}\cdot\text{h})$$





第10図 蒸気消費量曲線



第11図 熱消費量曲線

#### 4.5 試験成績

上記の試験結果を第2表に示す。

また、第10図は蒸気消費量と出力の関係、第11図は熱消費量と出力の関係曲線を示す。

#### 4.6 試験結果の検討

##### (1) 試験条件および測定点

試験条件としては、給電網の関係でサイクルが若干低下していたため、タービン回転数はいずれも定格より、約 100 rpm 低く、また低負荷試験時には、主蒸気温度が低目であった点を除けば、おおむね計画条件を満足していた。

測定記録はタービンの運転が整定していたときに取得したものであり、側定値のばらつきもきわめて少なく、また主蒸気の圧力、温度および排気圧などの主要計測点は2個以上の計器により検出記録されており、その精度は十分検討を加えられたものであるから、上記の試験値はきわめて信頼性の高いものである。

##### (2) 蒸気消費量と熱消費量

W. R. と H. R. はいずれも各負荷試験において、保証値を下回り、特に 50~60MW では高い性能を示しており、本汽機が、負荷変化の激しい運転条件下に置かれることもあわせ考えて、きわめて優秀なタービン

プラントであることを立証した。

復水器は所定の真空を保つのに十分な余裕を示しており、各加熱器などの補機プラントも性能の優秀性を確認することができた。

そのほか、タービン付属の各種計器の記録を見ても、運転状況は、いずれの負荷においてもきわめて安定していたことは次のような事実からもうなずける。

車軸と車室伸び差：負荷変動時（起動、停止時も含む）は中性点 7.5 mm に対し、 $\pm 1.0$ mm 以内であった。

振動：各負荷試験を通じて軸受の振動は 0.003 mm 以下であった。

潤滑油：各油圧は正常であり、また各軸受排油温度は $60^{\circ}\text{C}$ 以下で良好であった。

そのほか、封水パッキング排水などの各種保安関係装置もすべて円滑に働いていた。

すなわち、以上の検討結果より見て、本タービンならびに補機はいずれも優秀なる性能で、初期の目的を達成していることがわかる。

## 5. 結 言

国鉄川崎発電所新鋭第1号機 60,000 kW タービンは頭初に述べたように世界にもあまりその例を見ない電鉄負荷というきわめて負荷変動の激しい苛酷な使用条件下に置かれているにもかかわらず、計画当初よりいろいろな新しい設計を採り入れ綿密な検討を加え製作せられた結果、実際の運転成績はきわめて優秀な成果を収めることができた。

これは製作開始以来、日本国有鉄道と日立製作所関係者の緊密な連絡のもとに総合技術を結集した結果であって、その技術を遺憾なく発揮したものである。このタービンの成功により現在、さらに増設2号機として 75,000 kW, 102 kg/cm<sup>2</sup>g, 538<sup>o</sup>C, の再熱タービンが同じく日立製作所の手で建設せられており国鉄電化計画の推進にさらに貢献しうるものと自負している。

本機の完成により、負荷変動の激しい新鋭火力設備の製作に対し十分なる自信をうることができたことはきわめて意義深いものと喜んでいる。

最後に本機の設計製作にあたり終始御懇切な御指導をいただいた国鉄当局関係者各位に深甚なる謝意を表する次第である。

#### 参 考 文 献

- (1) J. Hamilton: Power 95, 73 (Sep. 1951)
- (2) W. R. Steur: Power Engineering, 62, 100 (Aug. 1958)