

関西電力株式会社 堺港火力発電所納

3,600 rpm, 250,000 kW

タンデムコンパウンド再熱蒸気タービン

The 3,600 rpm, 250,000 kW Tandem Compound Reheat Turbine Delivered to
Sakaikô Thermal Power Station of Kansai Electric Power Co., Inc.桑 野 幸 三* 安 藤 弘 之*
Kôzô Kumeno Hiroyuki Andô

内 容 梗 概

本タービンは、アメリカ・ジェネラルエレクトリック社において製作された、240,000 kW タンデムコンパウンド3流排気形 (TCTF と略す) タービンのコンポーネントを用い、日立製作所の技術により、開発製品化したタンデムコンパウンド4流排気形 (TC4F と略す) 3,600 rpm 機で、火力発電機器としてさきに完成した東北電力株式会社新潟火力発電所納、250,000 kW タンデムコンパウンド機につぐ、国産設計技術による記録品である。

本タービンの設計製作に当たっては、特に慎重を期し、問題点に対しては日立研究所と協同して、各種の予備試験を実施するとともに、計画の詳細については、アメリカ・ジェネラルエレクトリック社と協同して検討を行なうて、効率、経済性、信頼度、運転の弾力性についてさらに新設計を取り入れ、このほど工場試運転を優秀な成績で完了した。

1. 緒 言

わが国の発電計画が、火主水従となり、この間に新鋭火力発電用蒸気タービンは、出力、蒸気条件、効率など世界的水準に達し、運転実績も数多く蓄積されてきた。しかしながら蒸気タービンの基本設計は、すべて外国技術を踏襲することがその実情であった。これは外国、特にアメリカの火力発電技術が急速な進歩を遂げており、その実績を有する設計製作技術を導入する方が安全であるという技術的理由がおもであった。

日立製作所は、このような情勢に対し、蒸気タービンの設計製作技術の国産化へと努力を傾け、長期間にわたる基礎研究と、テストプラントによる開発研究、さらに外国技術の吸収消化と実績の蓄積を行なってきた。この結果、さきに東北電力株式会社新潟火力発電所納、3,000 rpm, 250,000 kW タンデム機を完成し、ついでここに紹介する、3,600 rpm, 250,000 kW タンデム機の完成をみたのである。

本機は、アメリカ・ジェネラルエレクトリック社において完成された、蒸気条件 169 kg/cm²g, 538/538°C, 240,000 kW, 3,600 rpm TCTF 機のコンポーネントを用い、さらに各種の検討を加えて、蒸気条件 169 kg/cm²g, 566/538°C, 250,000 kW, 3,600 rpm TC4F 機として完成されたもので、さきの 250,000 kW, 3,000 rpm TC4F 機の設計よりさらに国産化の度合いを深めたものである。

以下タービンの形式の選定、経済比較、計画上の特長、構造上の特長について述べる。

2. タービンの計画主要目

形 式	くし形衝動再熱式3車室4流排気形 (タンデム・コンパウンド) TC4F
定格出力(発電機端)	250,000 kW
回 転 数	3,600 rpm
蒸 気 条 件	主蒸気圧力(主さい止弁前) 169 kg/cm ² g 主蒸気温度(主さい止弁前) 566°C 再熱蒸気温度(組合せ再熱弁前) 538°C

* 日立製作所日立工場

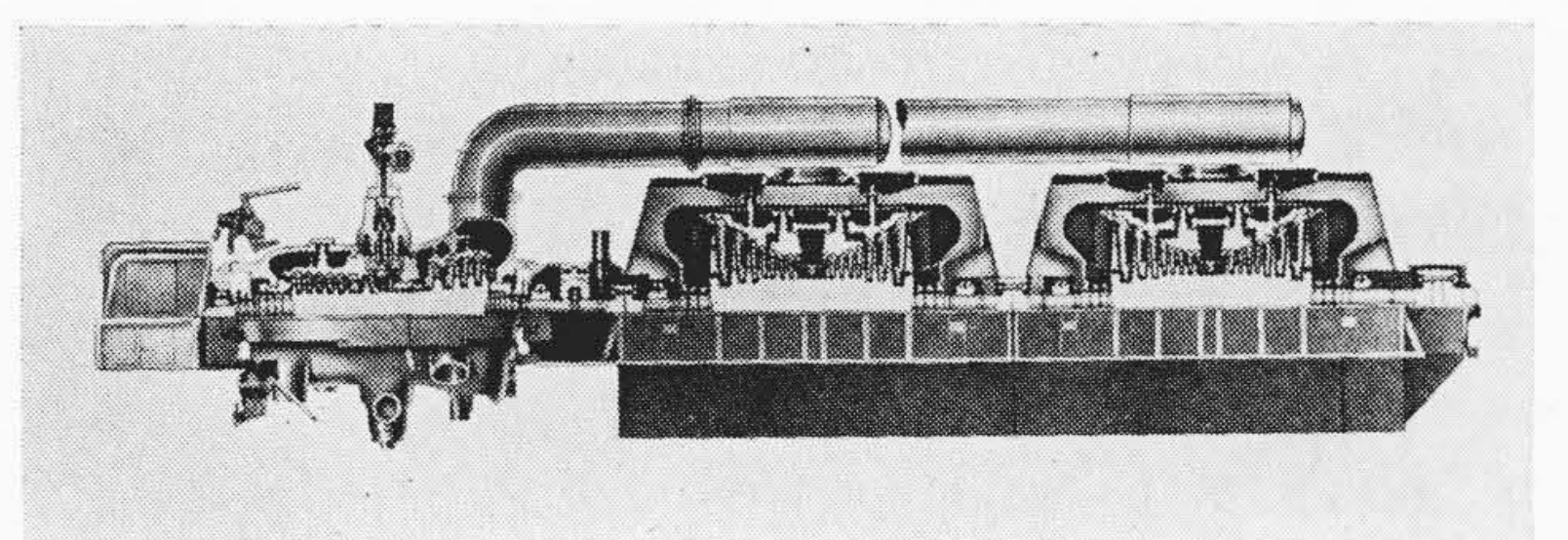
排 気 圧 力	722 mmHg
抽 気 段 数	8 (ただし主タービンからの抽気数 6)
最終給水温度(定格出力, 全段抽気時)	270°C
最終段翼有効長	663.6 mm (26.125 in)
ボイラ給水ポンプ駆動方式	背圧タービン (主タービン高圧排気からの蒸気で駆動)
タービン全長(発電機側カップリングまで)	22,288 mm
調 速 装 置	シングルガバナ形
主 さい 止 弁	254 mm 口径×2
加 減 弁	165 mm 口径×1 152.4 mm 口径×3
組 合 せ 再 熱 弁	2
再 熱 さい 止 弁	464 mm 口径
インタセプタ弁	533 mm 口径
主さい止弁中1個は全周噴射起動装置付となっている。また本タービンに直結される発電機は、固定子が油冷却、回転子が直接冷却である。	

第1図にタービン断面図、第2図に工場において組立中のタービンの状況、第3図に工場運転中のタービンの外観を示す。

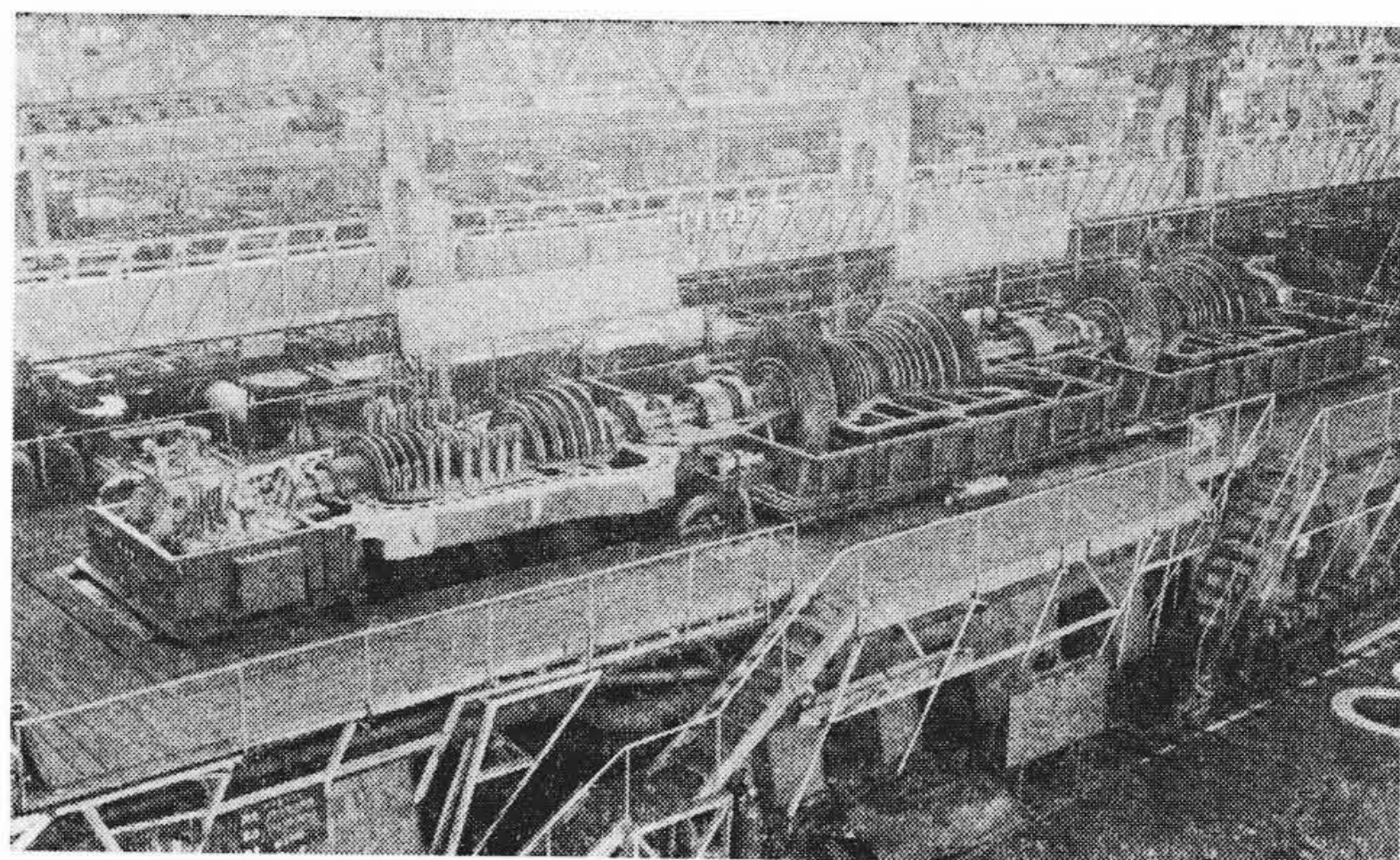
工場試運転時、振動は軸振動にて 24 μ 以下と良好な状態を示し、その他タービンの各部の状態、调速装置、保安装置の動作も非常に良好な結果を示し、きわめて優秀な成績を納めた。

3. タービン形式の選定

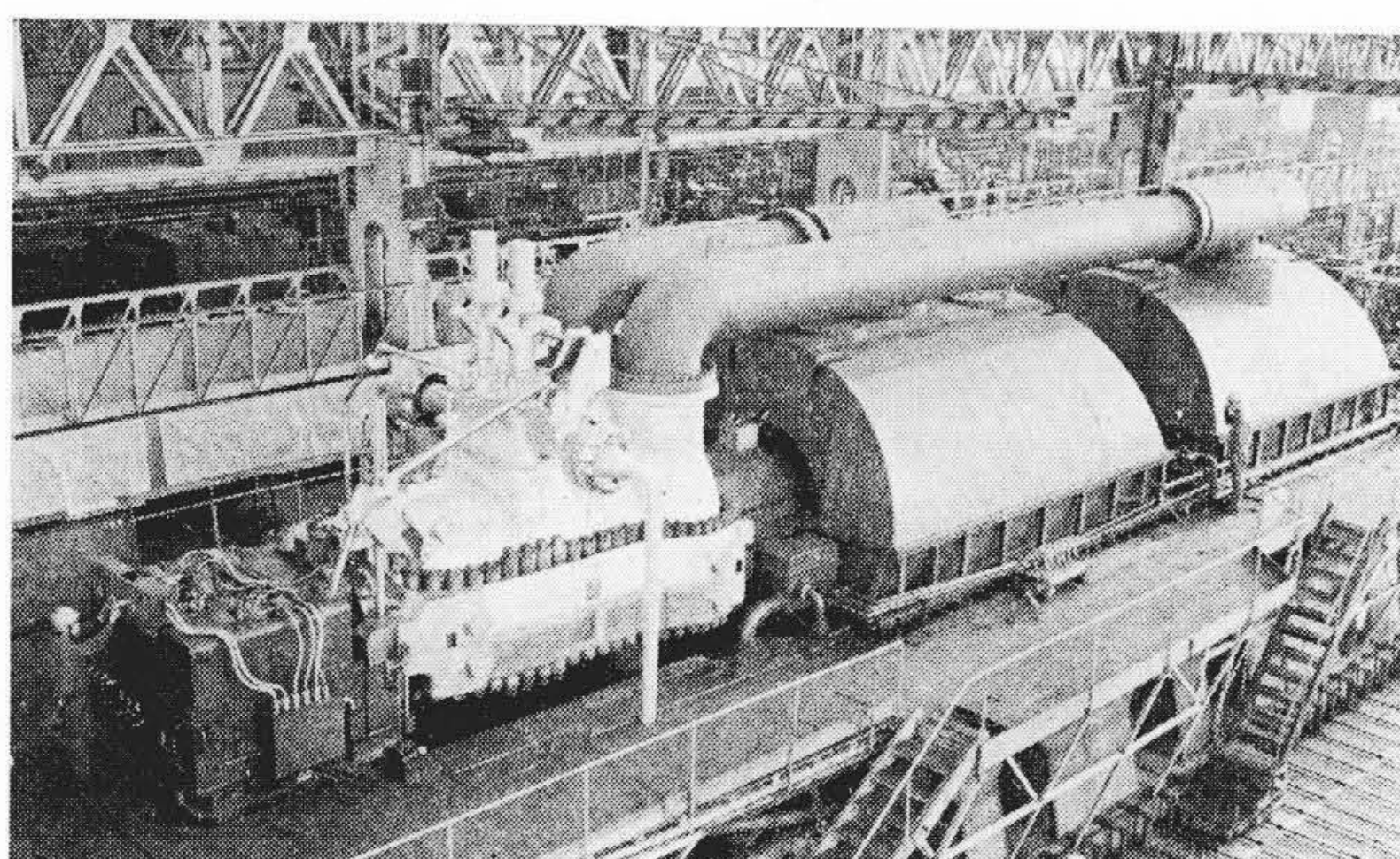
本機の形式選定については、出力 250,000 kW またはそれを前後



第1図 3,600 rpm, 250,000 kW TC4F-26
3車室再熱タービン断面図



第2図 工場組立中の 250,000 kW タービン



第3図 工場試運転中の 250,000 kW タービン

する出力のタービンの各種形式について、比較検討を行なうとともに、アメリカにおける新鋭火力機器の状況をも含めて考慮した。

蒸気条件 $169 \text{ kg/cm}^2\text{g}$, $566/538^\circ\text{C}$ をもちいる場合、次の各形式を検討の対象とした。

- | | |
|-------------|-----|
| (1) TCTF-26 | 3車室 |
| (2) TC4F-26 | 3車室 |
| (3) TC4F-26 | 4車室 |
| (4) TCDF-30 | 2車室 |
| (5) TCTF-30 | 3車室 |

以上の5形式についてタービン全長、重量、ならびに熱消費率を比較検討し、かつ運転実績をも合わせ検討した。

この結果、最終的に(1)および(3)が今回の要求に合致することがわかり、さらに詳細な検討を加えることになった。

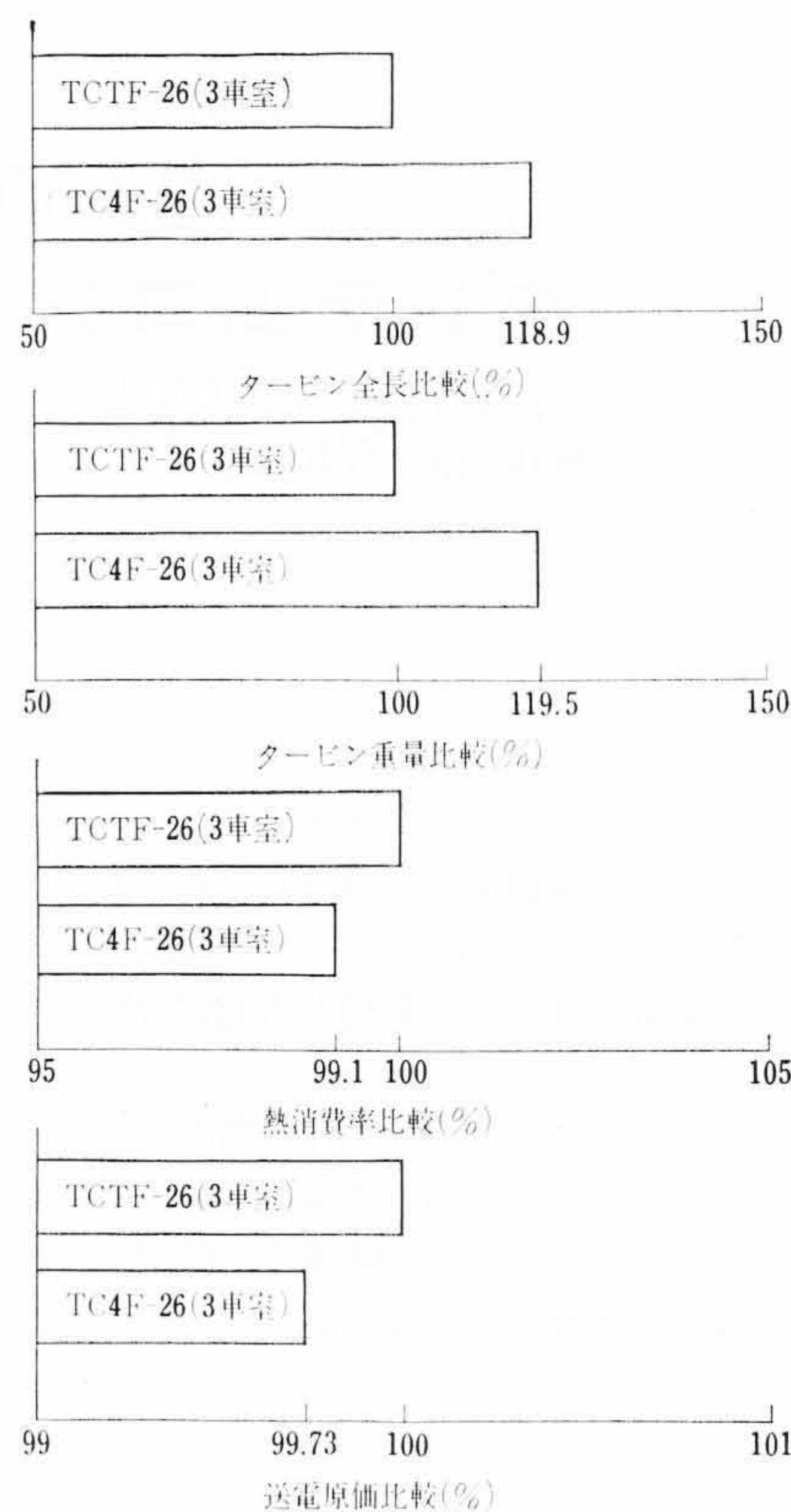
3.1 TCTF-26 および TC4F-26 の比較

TCTF-26 と TC4F-26 の2機種について、タービン全長、重量、熱消費率および送電原価の比較を第4図に示す。

図からわかるようにタービン全長で18.9%、重量において19.5% TC4F機が大きく、したがってこれは建設費のうえから不利となる。しかし熱消費率については、0.9% TC4F機のほうが有利となり、これが燃料費の高いわが国の現状から、送電原価については0.27% TC4F機のほうが有利となる結果が得られた。すなわち経済性から見ればTC4F機が有利となる。

一般に排気面積単位当たりの出力は $1,500$ ないし $2,250 \text{ kW/ft}^2$ とされているが TC4F-26 を採用した場合 $1,520 \text{ kW/ft}^2$ と非常に低い値となり、排気損失が低下し熱消費率を改善している。

一方 TCTF-26 の形式については、すでに同形式のタービンがアメリカにおいて10台以上の製作実績を有し、標準化されているのに対し、TC4F-26 は大部分が現在製作中の非常に新しい機種であり、かつ $250,000 \text{ kW}$ の容量のものはない状態であった。ここにおいて、現在までの実績、研究の状況など総合的に検討した結果、経済性を



第4図 TCTF-26 と TC4F-26 の比較

考慮し、TCTF-26 の各コンポーネントを活用し新しく TC4F-26 の開発を行なうこととなった。

3.2 TC4F-26 の構造上の特長

TC4F-26 の構造上の特長としては、第1図からもわかるように、単流対向流の高中圧タービン部、および2つの低圧車室よりなる3車室の構造で、各車室両端に軸受を設け発電機を含めて、合計8軸受を有し、推力軸受は高中圧車室、第1低圧車室中間の中間軸受台に設けられている。

この種のタービンの形式の特長は

- (1) 高中圧車室部に、高温高圧部が集中し、低圧車室がそれぞれ独立した低温部となっているため、各車室の圧力差、温度差が小さくなっている。このため各車室の材料がそれぞれの温度に応じて、最適な材料を選択することができる。特に低圧部については使用蒸気条件において特性のすぐれた、Ni-Mo-V 鋼を用いることができた。
- (2) 高圧パッキング、ラビリンスよりの漏えい蒸気が一部回収されて、効率の向上を図ることができる。

4. タービン計画上的特長

タービン計画上、特に考慮された点は TCTF 機と比較しての全長の増加に伴う点であり、これはあらゆる運転条件に対し十分安定した運転が行なえるよう、検討を進めた。

4.1 全体計画

本タービン全体の計画としては、TCTF-26 のタービンを基本として、これを TC4F-26 タービンとした点にある。

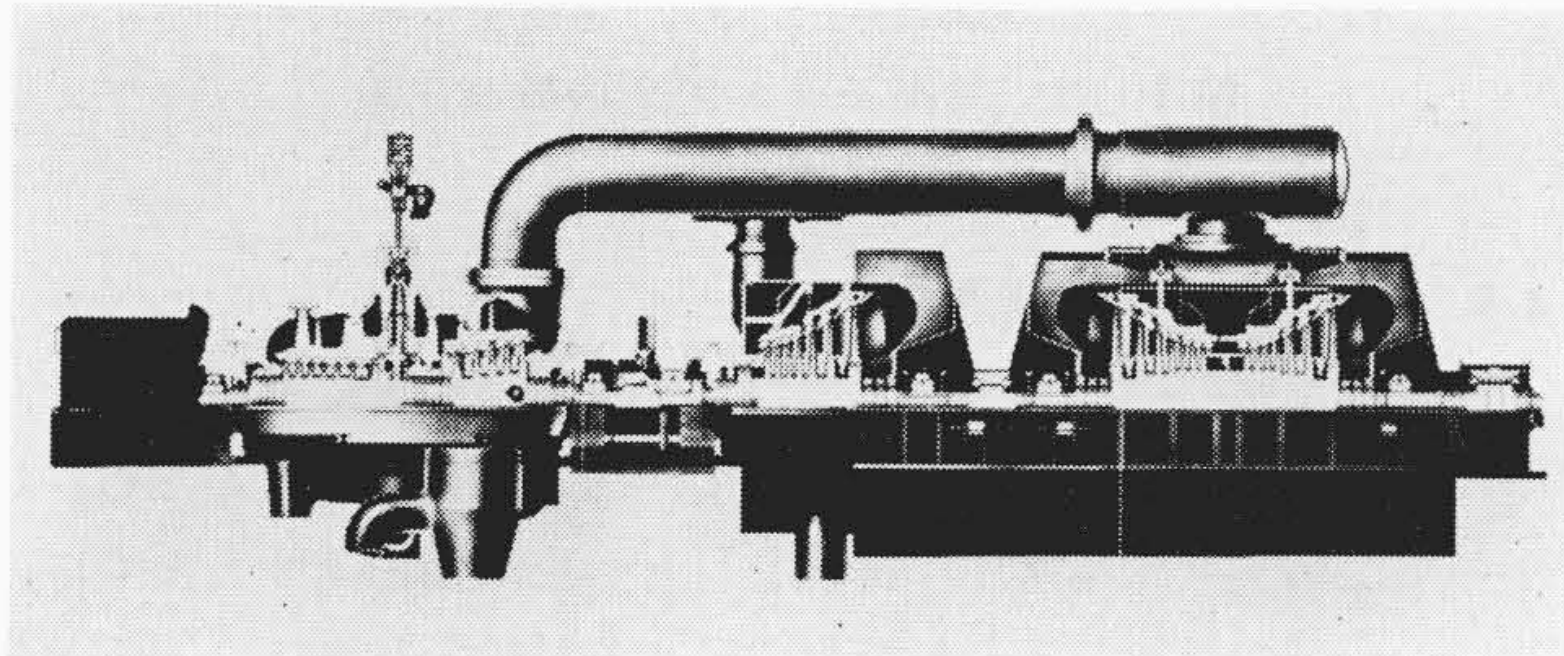
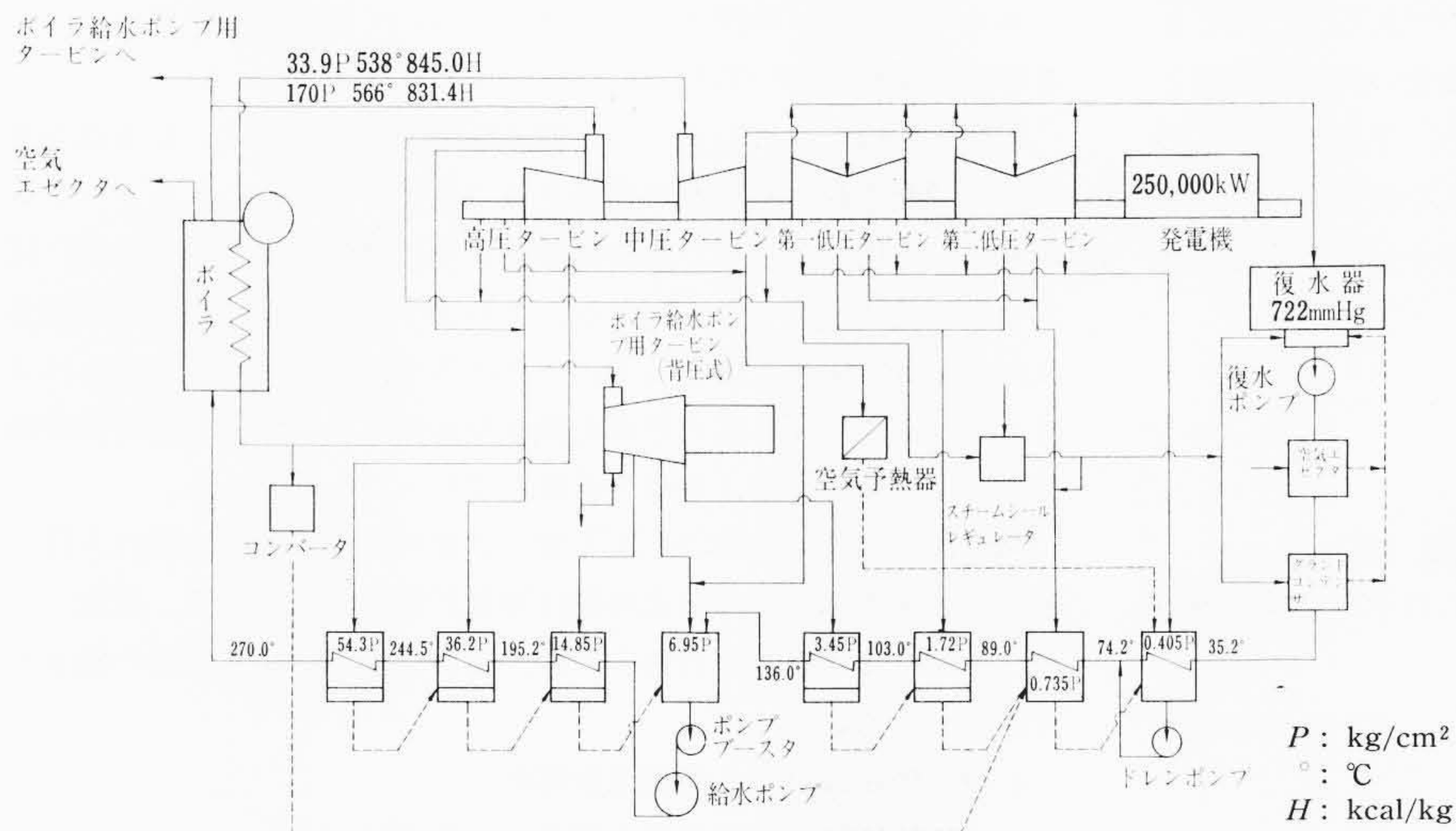
第5図に TCTF-26 の断面写真を、第1表に両者の比較を示す。

両タービンのおもな相違点は、低圧部を3流から4流に変更したほか、主蒸気温度が 28°C 高くなったので、高圧タービン入口部の材質を一段高級なものとし、さらに初段ブレードに新形のダブルティルドカバーインサート形シュラウドを用いたことである。

なおボイラ給水ポンプ駆動に蒸気タービンを用い効率の向上を図

第1表 TCTF-26 と TC4F-26 タービンの比較

項目	発電所名 関西電力株式会社 堺港火力発電所1号機	Cleveland Elec. Ill. Co., Lake Share P. S. No. 18
定格出力	250,000 kW	240,000 kW
形式	TC4F-26 (3 cyl.)	TCTF-26 (3 cyl.)
主蒸気圧力	169 kg/cm ² ・g	169 kg/cm ² ・g
主蒸気温度	566°C	538°C
再熱蒸気温度	538°C	538°C
排気圧力	722 mmHg	735 mmHg
最終給水温度	270°C	243.8°C
タービン全長	22,288 mm	18,770 mm
BFP用タービン	主タービン高圧排気にて駆動 する背圧式	主タービン中圧部抽気蒸気で 駆動する復水式
伸び差計	高圧タービン前側 第2低圧後側に取付	高圧タービン前側のみ
軸位置指示計	第2軸受と推力軸受間に設置	なし


 第5図 3,600 rpm, 250,000 kW TCTF-26
3車室再熱タービン断面図


第6図 全体蒸気系統図

っている。第6図にタービンプラントの系統図を示す。

4.2 伸び差

TCTF-26 機に比較して、タービン全長が約 3,500 mm の増加となり、かつ推力軸受の配置から低圧タービンにのみその影響があるため、次の各種の極端な運転状態における伸び差の値を求めた。

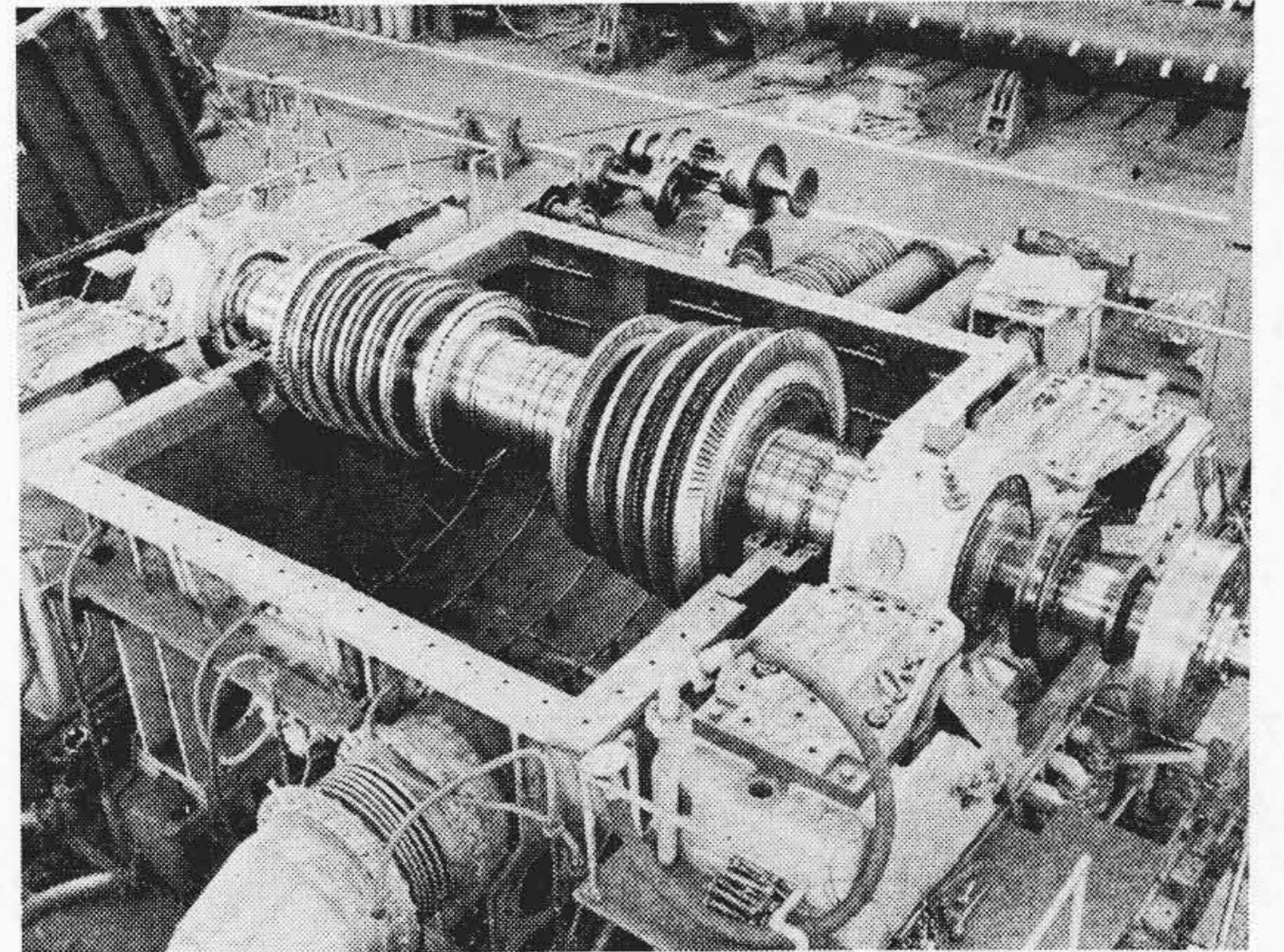
- (1) 最大設計出力運転時の伸び差
- (2) 急速起動、急速負荷上昇時における伸び差
- (3) 急速停止時における伸び差
- (4) なんらかの原因により、低圧タービンの排気室温度が異常上昇したときの伸び差

以上求められた伸び差の値について、従来の実績を加味したうえ、十分安全であり、かつ効率をも犠牲にしない軸方向間げきを決定した。

伸び差計は、高圧タービン前側および第2低圧タービン後側に設けられている。

第2表 合成危険速度

	1次 (G-1)	2次 (HP)	3次 (1LP)	4次 (2LP)
危険速度 (rpm)	1,414	2,255	2,520	2,580


 第7図 大形高速バランシングマシン
高圧ロータ試験中の状態

4.3 危険速度

タービン発電機合計8軸受となり、相当複雑な振動形態となるので、これをモデルロータを用いることにより、軸受ペデスタルの剛性、軸受の影響を考慮に入れて実験を行ない、実機と比較検討のうえ適正な値を決定した。

第2表にタービン発電機合成の危険速度の値を示す。

なお実際の組立に際しては、各軸を完全な組立状態において、大形高速バランシングマシンを用い、定格回転数において完全なダイナミックバランスをとり、ロータの不釣合による振動を減少せしめるようにした。

第7図に大形高速バランシングマシン中に置かれた、高中圧ロータを示す。

4.4 軸のねじり応力

タービン軸の設計にあたって、次のような運転条件によって生じる各トルクについて、十分な軸径およびカップリングを選定した。

- (1) 最大設計出力時
 - (2) 発電機短絡時
 - (3) 非同期投入時
- このうち、最大の応力を発生するのは(3)の場合で、その値は 28.2 kg/mm² となり、使用材 Ni-Mo-V 鋼の許容応力よりみて十分低い値である。

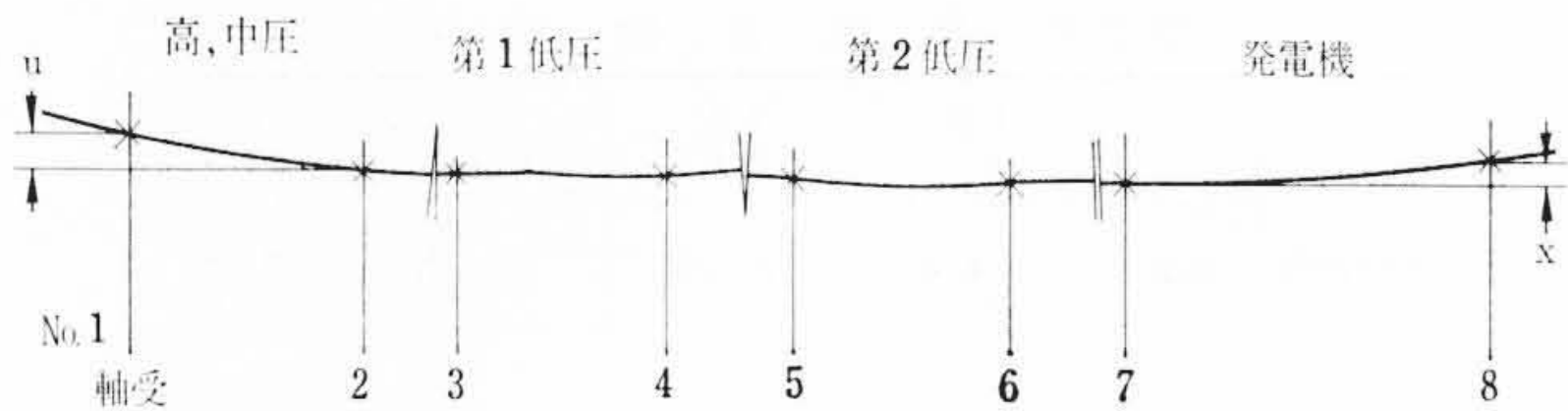
4.5 軸のねじり振動数

多スパンであるため、ねじり固有振動数で定格回転数以下のものがまし、場合によると定格回転数に接近するが本機についても、十分この点についての検討を行ない、固有振動数を適正なものとした。

4.6 推力

本タービンは、高中圧タービン部が対向複流形、低圧タービン部が対称複流形となっており、タービン軸にかかる蒸気推力は、元来バランスしやすい構造となっている。しかしながらバランスによって推力が低い値に保たれると、運転状態の変化によって、推力の変化が大きくなる恐れがある。したがって次のような運転条件によって、それぞれ推力軸受圧力が十分許容範囲内にあることを確かめた。

- (1) 正常推力



第 8 図 据付状態のアライメント

- (2) 最大正常推力
- (3) インタセプタ弁全閉推力
- (4) 最大インタセプタ弁全閉推力
- (5) ボトルドアップ推力
- (6) 真空推力

なお本タービンの蒸気系統については第 24 図(c)を参照されたい。

4.7 アライメント

本タービンのアライメントの状態を第 8 図に示す。

本タービンは 8 軸受の構造であるが、第 1 軸受については据付時 u だけ上昇させ、運転時、第 2 軸受の熱膨張による上昇に対して適正な値となるように計画した。なお第 2 軸受より第 7 軸受についてはいずれも一直線上に配置し、第 8 軸受のみ運転時、タービン、発電機間のカップリング面が平行となるように、 x だけ高く据え付けた。

4.8 タービンと発電機間軸のたわみ性

タービン軸のアライメントは軸受荷重に大きく影響するもので、架台の経年変化、運転中の軸受台の不等膨張、あるいは排気室真空による低圧車室のたわみなどにより変化するものである。このことは軸受荷重の不適正による油ホイップ、または軸受の焼損の原因となる。このようなアライメント変化の原因のうち、予測できるものについては、据付時のアライメントにより、これを検討するが、予測できない変化に対しては、各軸受のたわみ性を十分にする必要がある。

ここにたわみ性とは

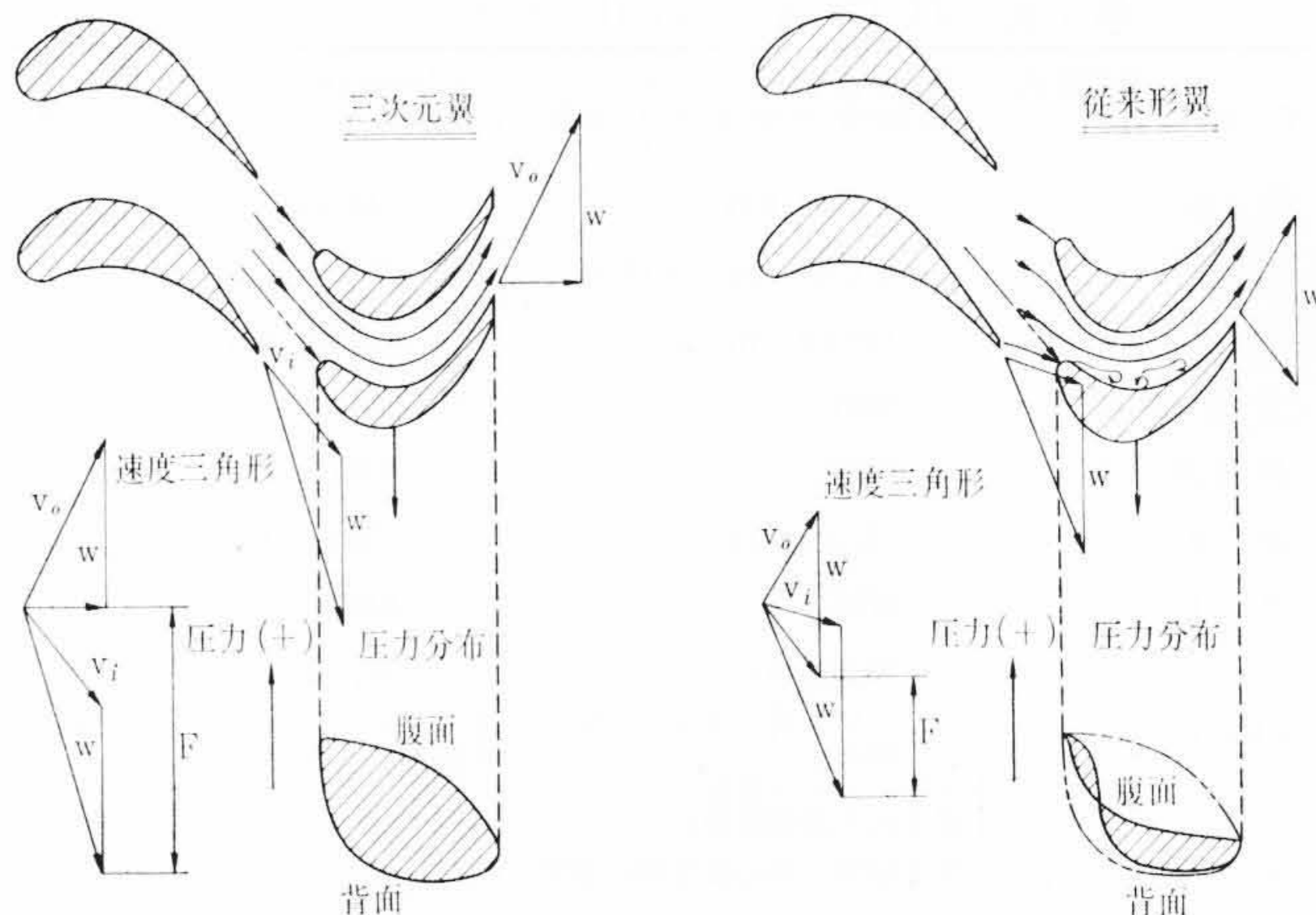
$R/S(\%/mils)$ たわみ性

S : 軸受の上下方向移動量 (mils)

R : 軸受の変化 S に対する軸受荷重変化 (%)

で表わされ、この値が小さいほど、軸受の移動に対する軸受荷重の変化が小さく、たわみ性が良いことになる。

今回の設計についても、十分なたわみ性を与え、タービンの状態変化に対する弾力性を持たせた。



w : バケット周波数 v_o : バケット出口相対流速
 v_i : バケット入口相対流速 F : 速度変化 $\propto$ トルク

第 10 図 三次元翼と従来形翼の比較

4.9 第 1 低圧車室の剛性

タービン車室の固定点を、2 個の低圧車室の中央に置いたので、車室の熱膨張収縮時、第 1 低圧車室にかかる反力が最大となる。したがって、第 1 低圧車室中に補強を行なって剛性をますとともに、実物について設計上与えられる反力による試験を行ない、定常運転中なんら異常のないことを確認した。

4.10 等角写像プロファイル翼

本タービン中、中圧タービン部について SCHLICHT 翼とよばれる等角写像翼が用いられている。

現在まで用いられたタービン翼は低圧段落を除いて、従来航空翼として開発された層流翼が採用されて来た。しかしこれをタービン翼列として用いた場合、翼背面後部より蒸気流のはく離を生じ、圧力分布が適正をかくことになる。このような状態を考慮して開発されたのが SCHLICHT 翼である。これは写像関数を用いることにより、翼各部に生ずる圧力分布を適正なものとし、できるだけ翼背面からはく離をさけ、効率の改善をはかったものである。

第 9 図に原理的な SCHLICHT 翼と従来の翼形の蒸気の流れと圧力分布の状態を示す。本形式の翼は形状が精巧であるため、翼加工後のプロファイル確認を行なうため、特に投影法による翼形の検査を行なっている。

4.11 低圧段動翼と低周波数運転

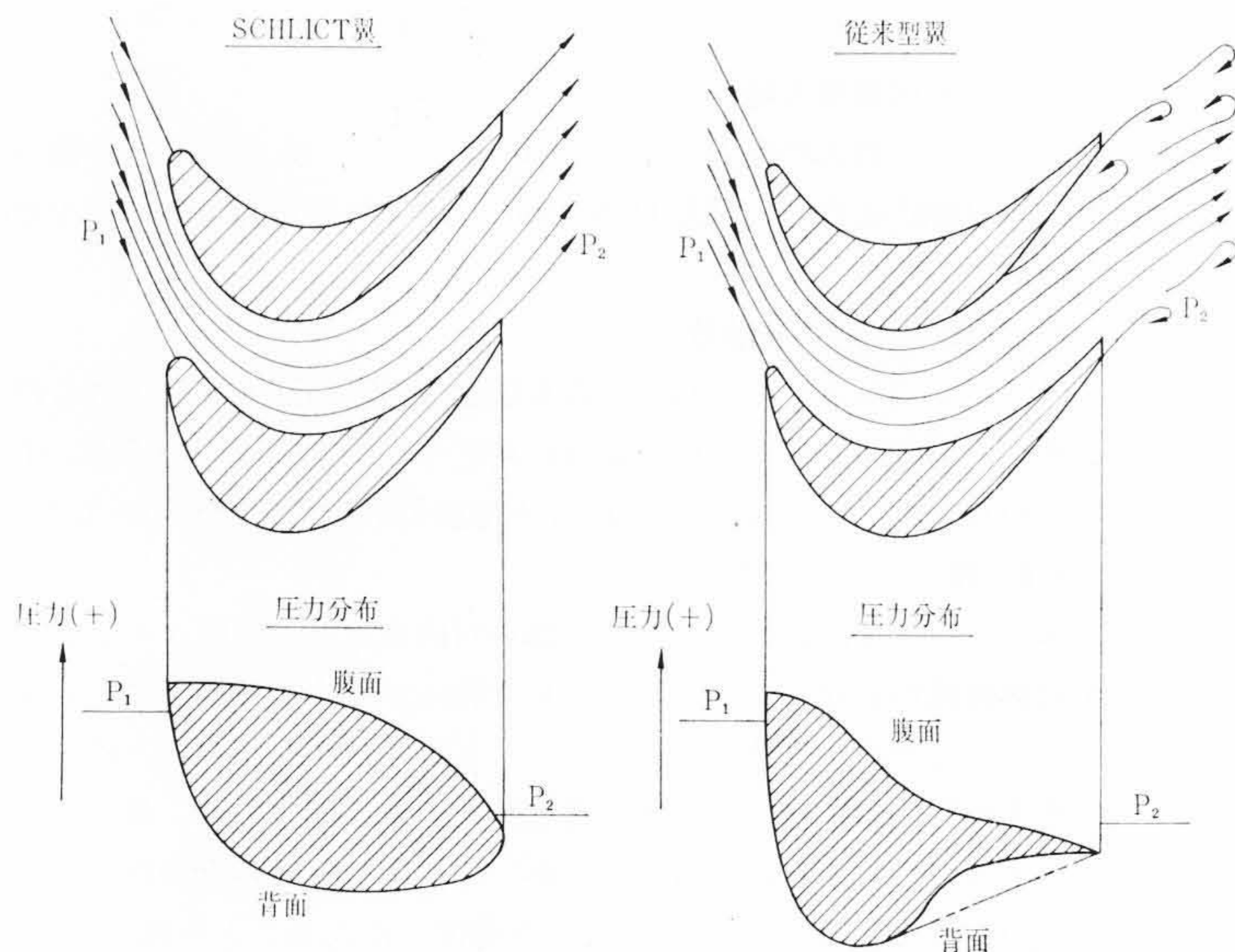
低圧段動翼の設計上問題となる点は

- (1) 強度、振動上の問題
- (2) 段ごとの蒸気の膨張が激しいため、高圧段落に比べて、流路の末広がりが大きくなり、流体力学的に二次元の設計を行なうことが無理となり、三次元理論による解析が必要となる。

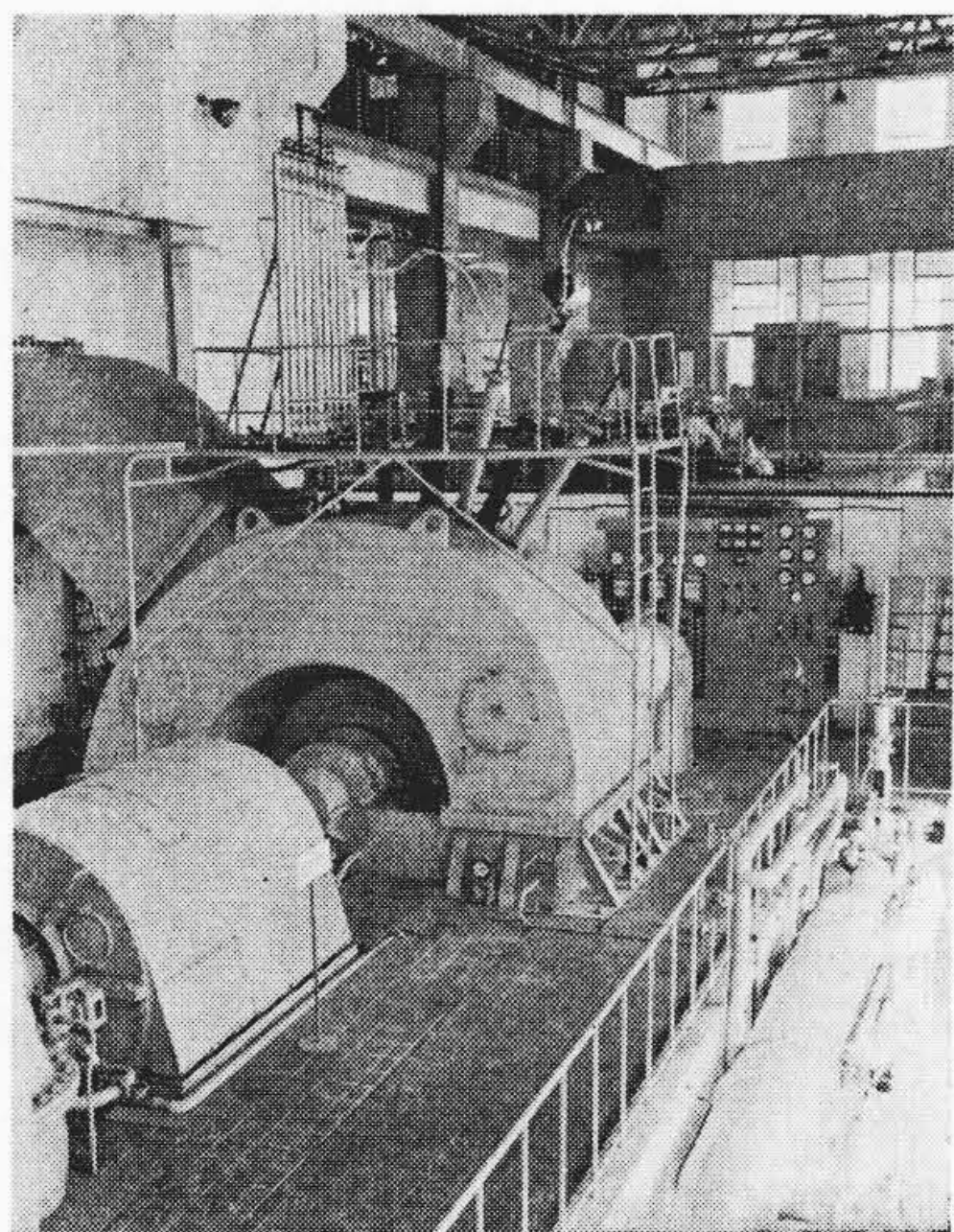
第 10 図は (2) についてこれを原理的に示したものであるが、従来形の翼の設計では、蒸気のノズルよりの流出角度と、動翼の入口角が不適当なため、円滑な蒸気の流動が得られず、不適当な圧力分布を生じている。この点三次元翼については、この点十分円滑な流れの状態が得られている。なお実験結果からも従来使用された翼に比べて、十分高い効率の得られることがわかった。

(1) に関しては本タービン計画時、周波数の変動範囲が 58.5 c/s を満たすように要求された。これに対し従来の標準の 26 in 翼は 59 c/s までしか使用できないため、これの開発研究が行なわれた。

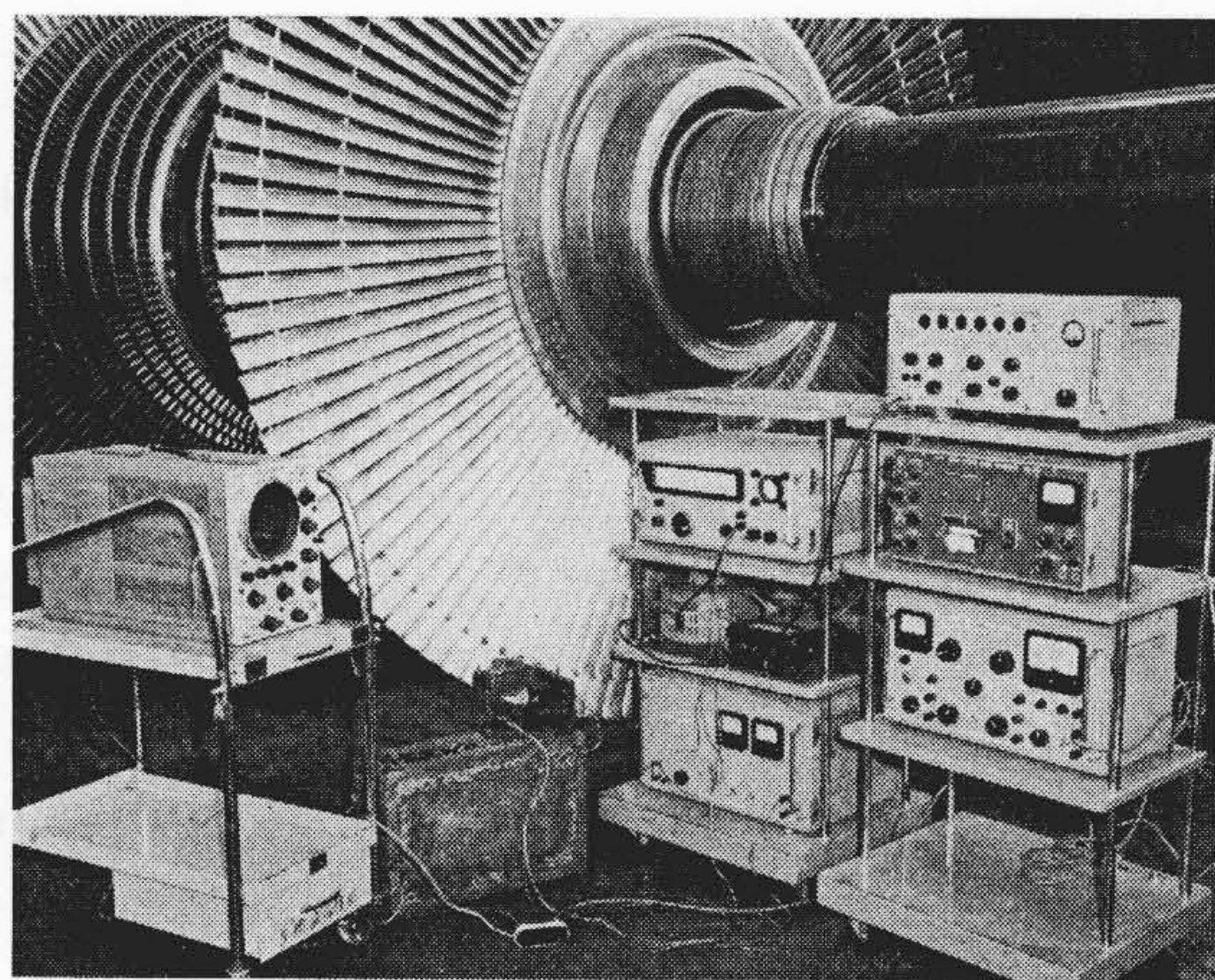
低圧段落の翼については、通常翼自体の固有振動数が 100



第 9 図 SCHLICHT 翼と従来形翼の比較



第 11 図 低圧タービン実験装置

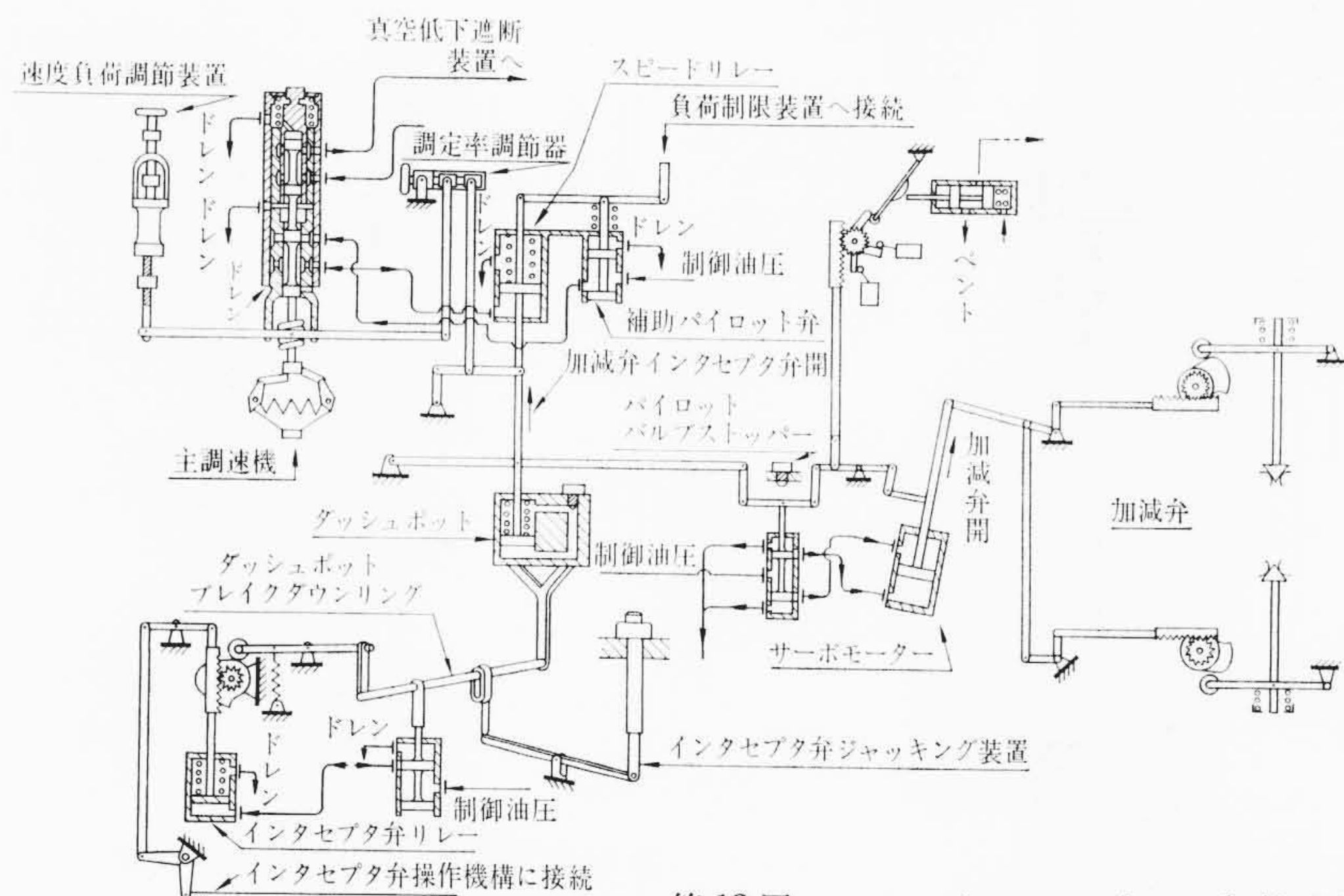


第 12 図 振動試験中の 26 in 翼

ないし 300 c/s となり，円環翼列の円周上の各点における熱落差が均一でないことにより励起される回転数の整数倍の励振サイクルを問題としなければならない。

一方翼についても固有振動数は回転の遠心力により，振動による変形に応じて，復原力が働き，回転数の上昇とともに，上昇する傾向にある。

これらの現象と製作上の公差に基づく，製品のバラツキを考慮し



第 13 図 シングルガバナシステム図

て，翼の振動的な設計が行なわれるが，この翼の固有振動数は，植込時の翼根本部の固定条件，あるいはディスクの影響など計算に入れることの困難な条件が多いため，計算のみで正確な固有振動数を決定することは困難である。このため今回の低周波 26 in 翼の開発については，実物の翼による振動試験を行なってこれを求めた。

第 11 図に低圧タービン実験装置を示す。

なお今回は低圧タービン 26 in 前段の翼についても同様の実験を行ない新しい翼形を開発した。

第 12 図は組立状態における振動数測定中の 26 in 翼の状況を示したものである。

4.12 調速系統

本タービンの調速系統上の特長は，シングルガバナ系統および組合せ再熱弁の採用である。このうち組合せ再熱弁については構造のところで述べることにし，以下シングルガバナ系統の特長，安定性，最大速度上昇率について述べる。

第 13 図にシングルガバナ系統を示す。

シングルガバナ系統は従来用いられた，主調速機—加減弁，先行非常調速機—インタセプタ弁の制御の二系統の制御に対し，速度の検出は主調速機のみが行ない，スピードリレーを経た動作は一方は直接レバーを介して，サーボモーター加減弁を制御し，他方はダッシュポットブレークダウンリンク—インタセプタ弁リレー—インタセプタ弁操作シリンダを介してインタセプタ弁を制御するものである。

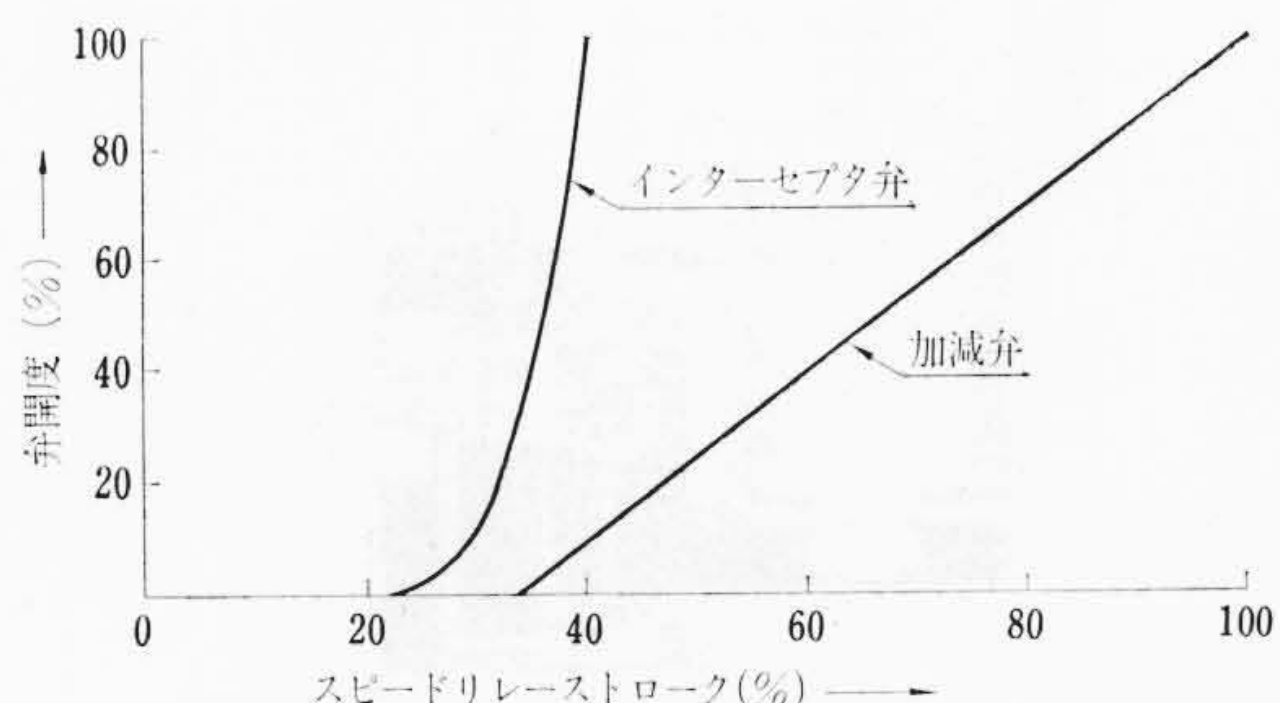
この系統の特長は

- (1) タービン定常運転時のゆるやかな系統周波数の変動時には，ダッシュポットによって，インタセプタ弁は全開の状態を続ける。
- (2) 急激な回転数変化，たとえば負荷遮断などの場合には，ダッシュポットが剛体のように作動し，ただちにインタセプタ弁を閉じはじめる。
- (3) インタセプタ弁リレーに復元カムが用いられているので，インタセプタ弁の低開度時には，これによって安定な速度制御ができるように，従来用いられたインタセプタ弁の調定率 (4%) より大きい 6% の調定率とし，一方最大速度上昇率を下げるために全体の調定率を従来の 4% に比べて 1.5% とし，インタセプタ弁の閉鎖時間を短くするようにしてある。
- (4) インタセプタ弁，加減弁が同一のスピードリレーで操作されるため，従来用いられた，自動ランバック装置を設けていない。

などである。

第 14 図はスピードリレーストロークを横軸にとった場合の加減弁，インタセプタ弁の開度の特性を示す。

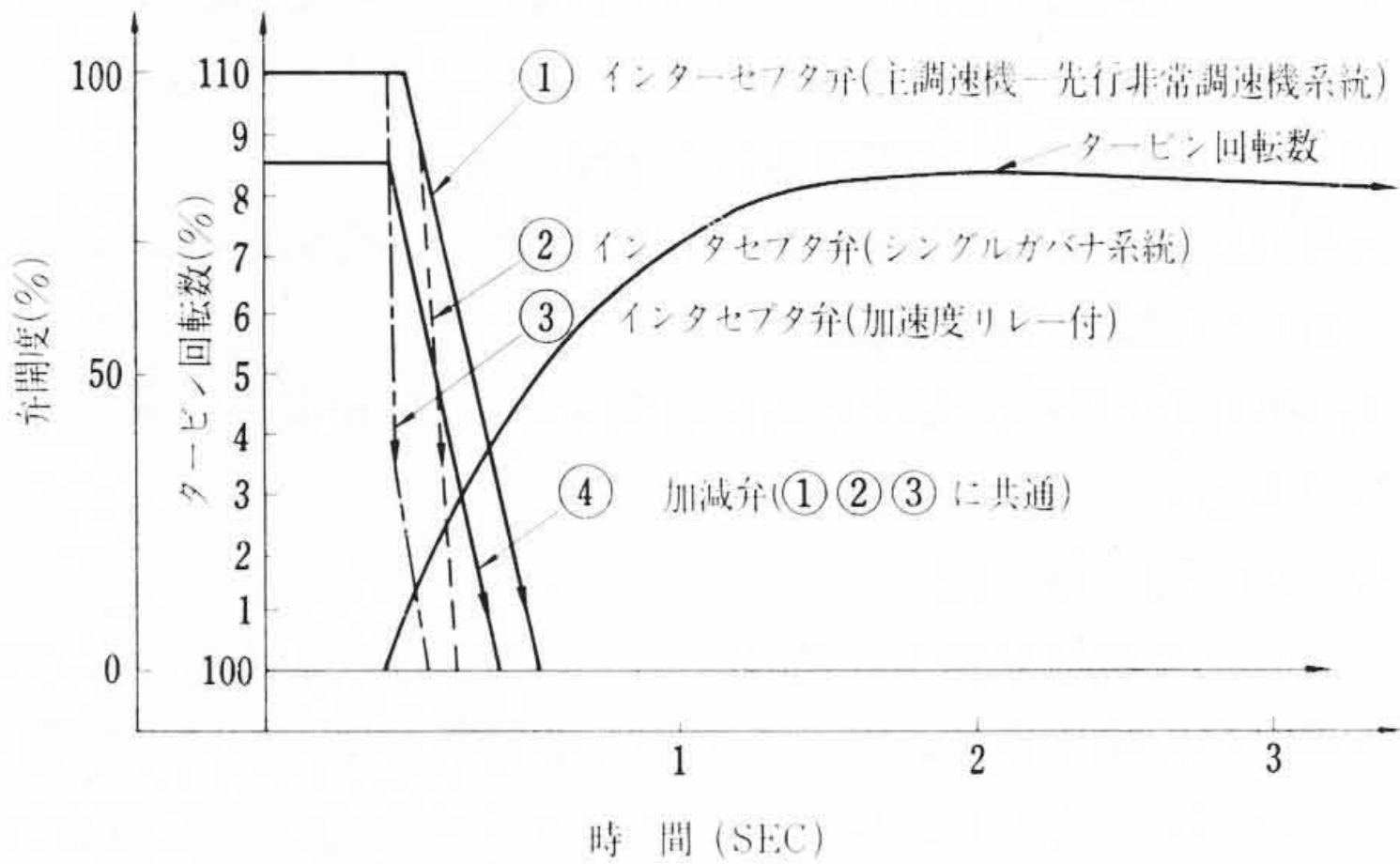
第 15 図は負荷遮断を生じた場合の主調速機—



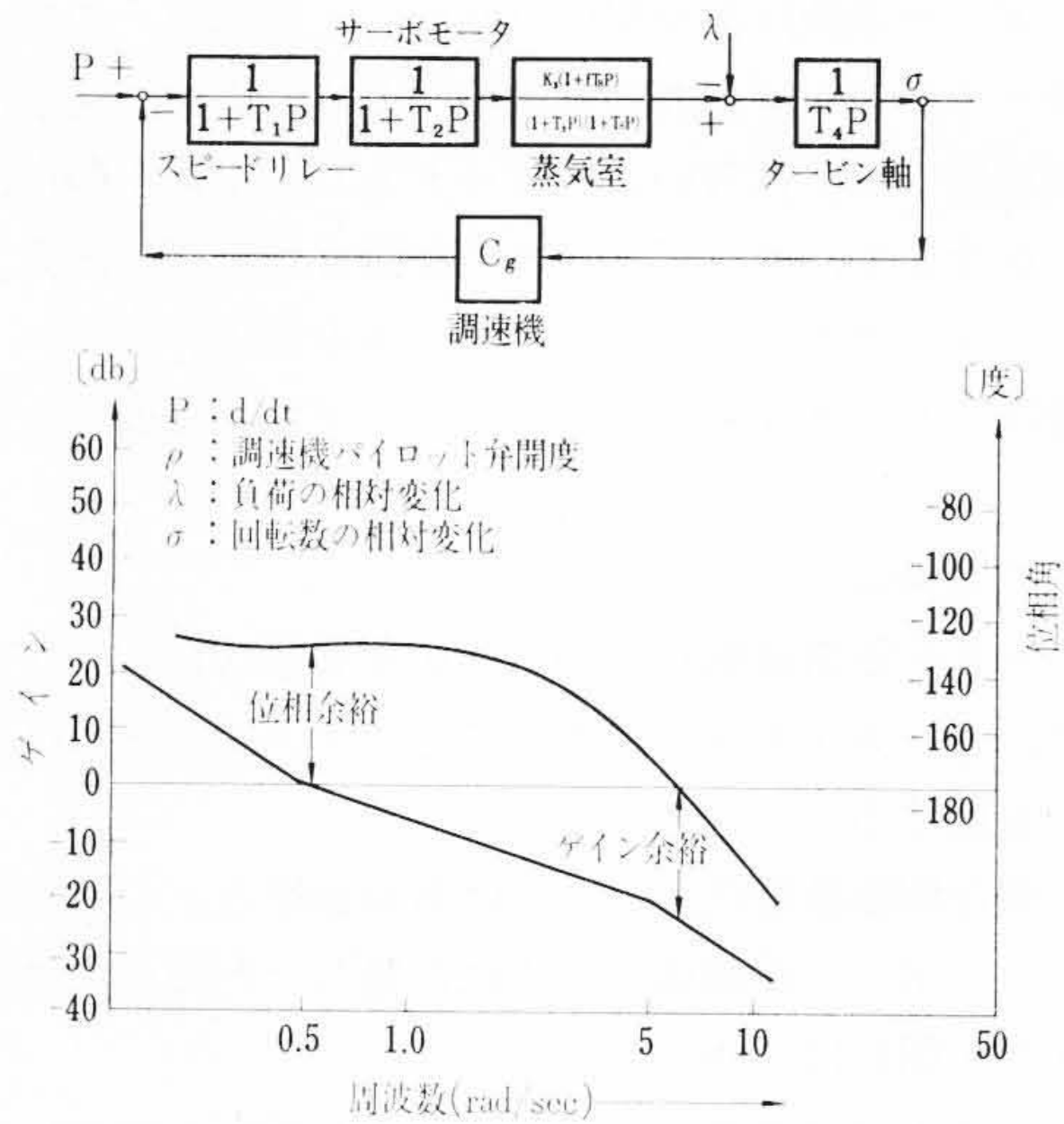
第 14 図 スピードリレーストロークインタセプタ弁，加減弁開度特性

先行非常調速機系統，加速度リレー付の系統，およびシングルガバナ系統のインタセプタ弁の動作特性である。

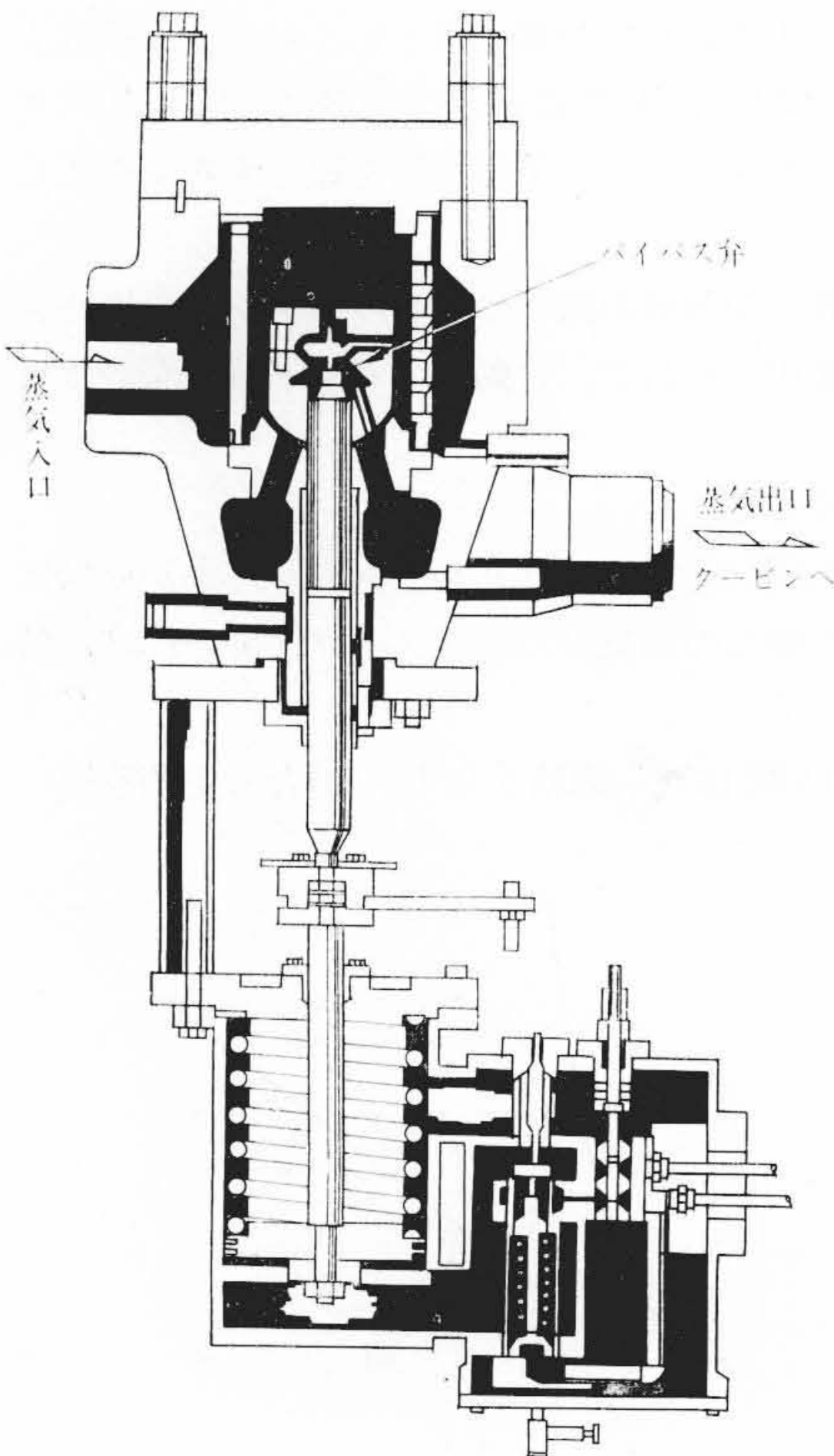
調速系統の安定度については，ボーデ線図による位相余裕を確認



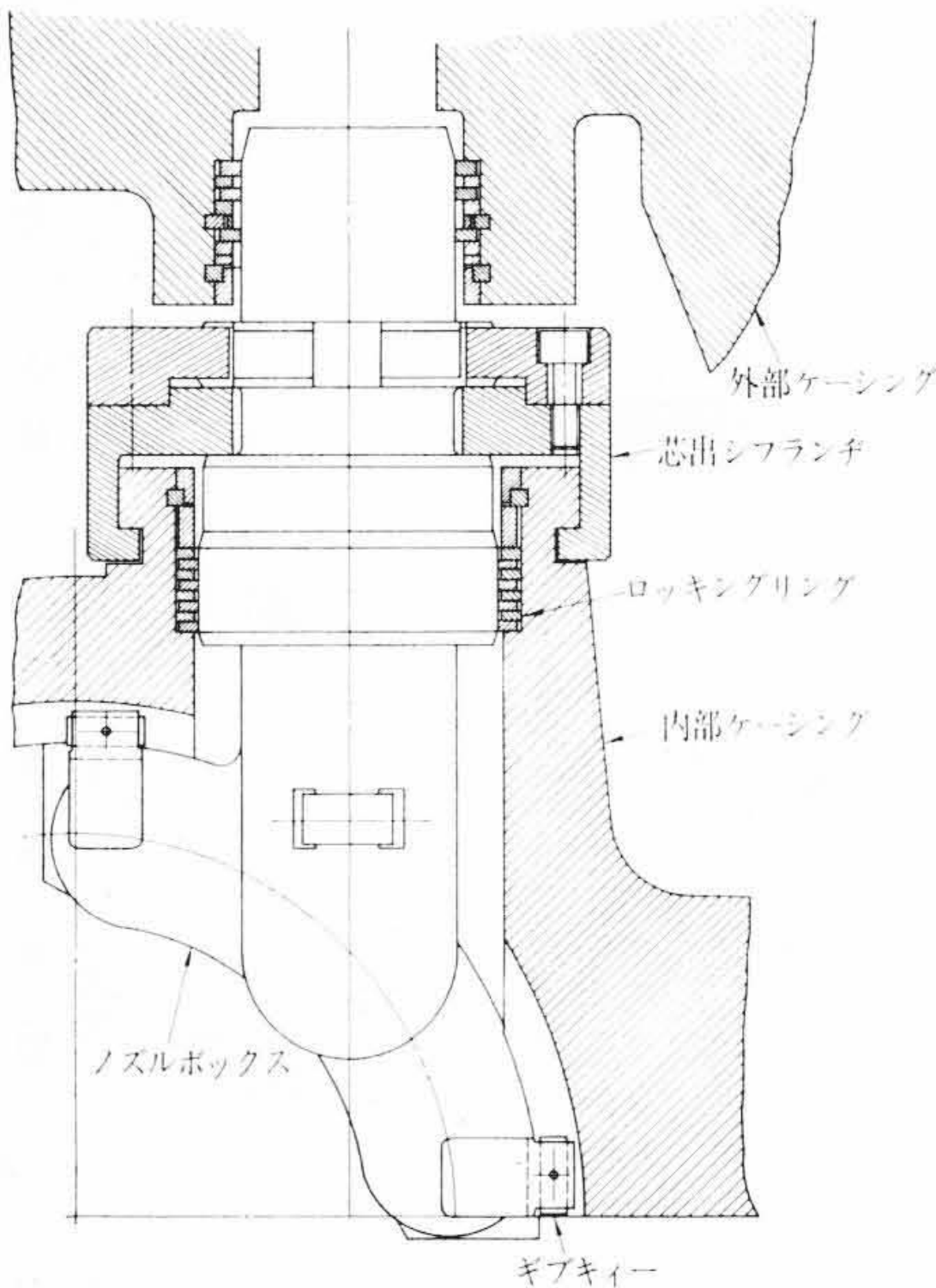
第 15 図 各種調速系統による弁動作特性



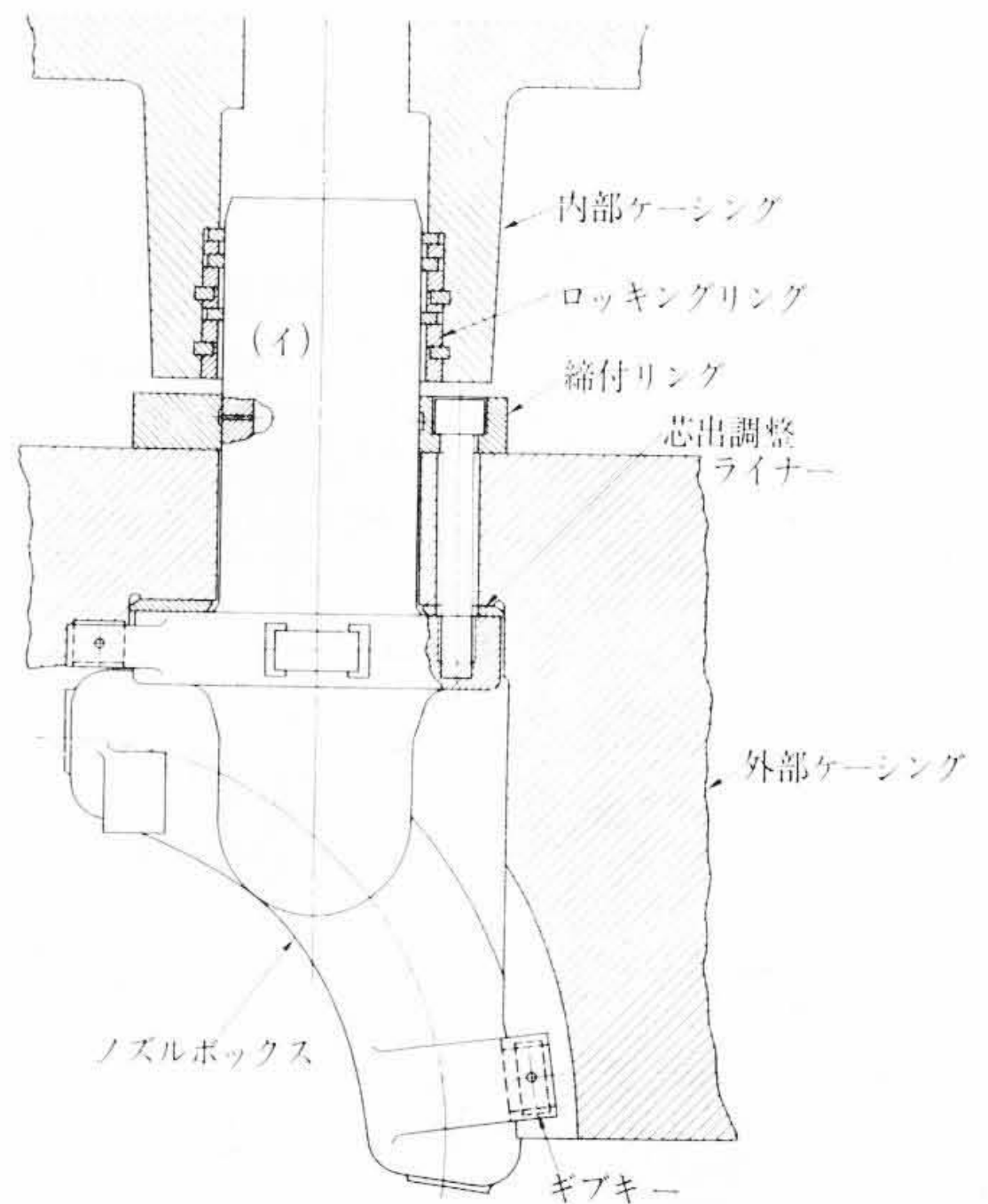
第 16 図 ブロック線図とボーデ線図



第 17 図 主さい止弁全周噴射用バイパス弁



第 18 図 従来形セパレートノズルボックス



第 19 図 ボルト形セパレートノズルボックス

し，従来の実績に合わせ十分安定な系統であることを確認した。

第 16 図にブロック線図，およびボーデ線図を示す。

本タービン発電機は，固定子油冷却，回転子直接冷却である。発電機軸の慣性を低下したので，負荷遮断時の速度上昇率も十分に検討され，全負荷遮断時の最大速度上昇率 108.1% となり，非常調速機の作動速度 110 ないし 111% に対し十分余裕のある値となっている。

5. タービン構造上の特長

第 1 図左から，前側軸受箱，高中圧タービン部，中間軸受箱，第 1 低圧タービン，第 2 低圧タービンの順に配列され，中圧車室より 2 本の連絡管により両低圧車室に連結され，低圧最終段翼に 663.6 mm (26.125 in) 翼を使用したタンデムコンパウンド 3 車室 4 流排気形タービンで，構造上次のような特長を備えている。

5.1 全周噴射起動装置

2 個の主さい止弁のうち，右側の主さい止弁に第 17 図に示すバイパス弁を内蔵させ，起動時および約 20% 負荷まで，高圧第 1 段噴口から全周噴射できるようにした。そのため車室が均一に加熱でき，熱応力も低くなり，同時に車室の熱変形が最小限になり，シャフトパッキンやダイヤフラムパッキンと軸の間げきが常に一様に保持され，かりに接触しても過渡にならず，振動にきわめて有利となった。

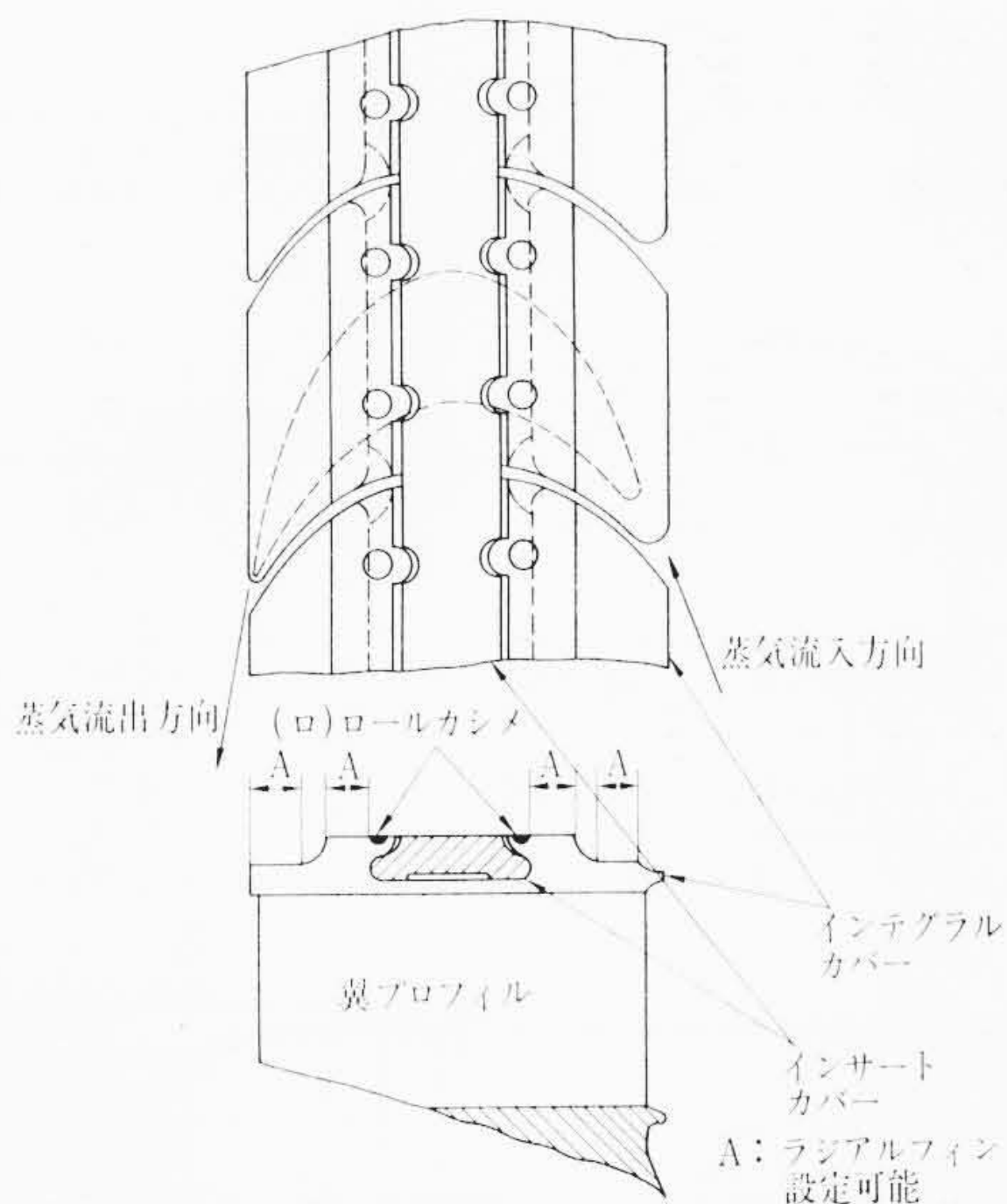
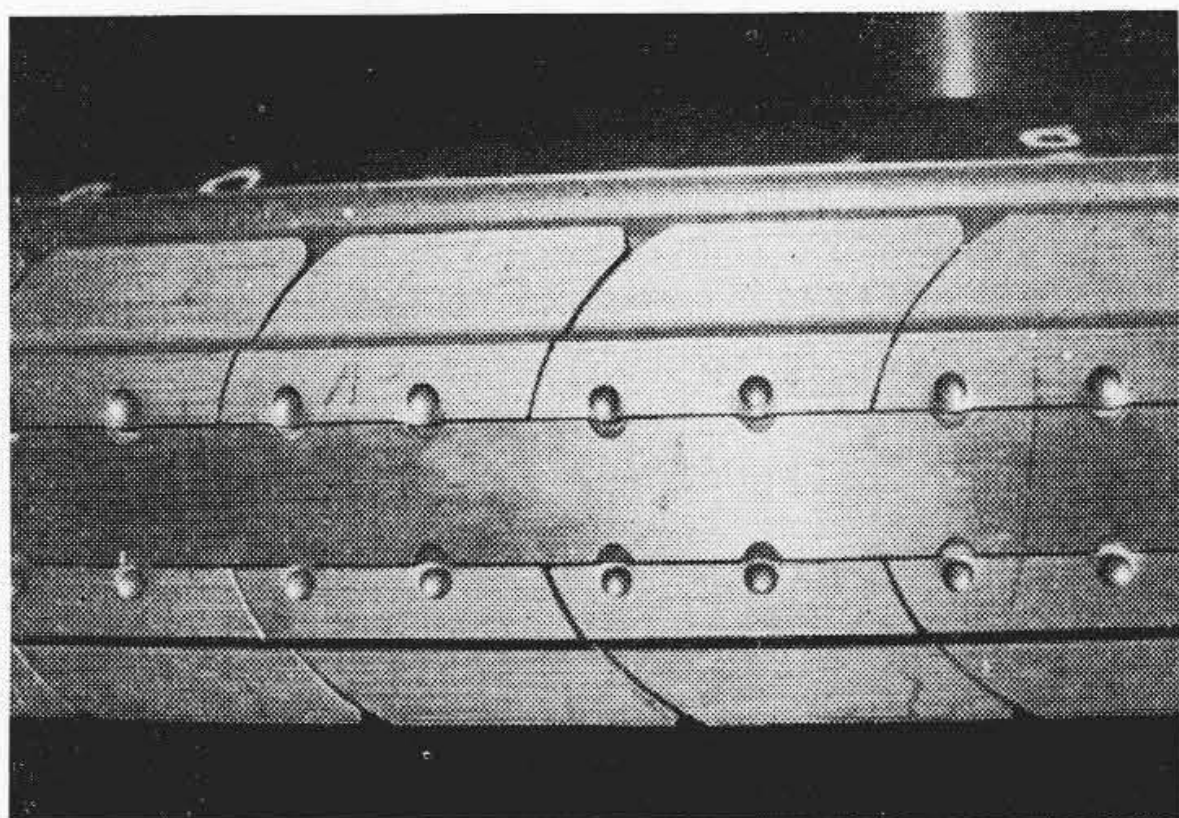
5.2 セパレートノズルボックス

高圧タービン主蒸気入口部の第 1 段噴口にセパレートノズルボックスを採用して，熱応力，熱膨張収縮に対して，きわめて安全な構造とした。なお今回採用されたセパレートノズルボックスは従来，169 kg/cm²g, 566℃ 級の各タービンに用いられた形に比べて簡略化された構造となっている。

第 18 図に従来用いられていたノズルボックスの構造を，第 19 図に新形のノズルボックスの構造を示す。

新形のノズルボックスは，ボルト形セパレートノズルボックスとよばれるもので，従来心出しフランジを用いて内部ケーシングに固定されていたノズルボックスを，締付リング心出し調整ライナおよびノズルボックスと一体のフランジを用いて，内部車室にボルト締めで固定してある。これにより従来の形に比べて支持固定用のギブキー，およびロックリングの数を半減している。

なお締付リング部には，図中(イ)で示される小穴をノズルボック


 第20図 高圧第1段ダブルテイルドカバー
インサート形シュラウドバンド


第21図 組立後の第1段動翼

スにあけて、リングが常に一体のフランジと同一の温度状態にあるよう蒸気による加熱冷却を行ない、締付ボルトの傾きを防いでいる。

5.3 第1段動翼

第1段動翼には、新しいダブルテイルドカバーインサート形シュラウドバンドを採用した。

第20図は本構造の詳細を、第21図は組立後の状態を示したものである。この形状は従来用いられた構造に比べて、シュラウドバンドにかかる遠心力による曲げ応力を小さくし、かつしばしば問題となる部分負荷における大きな蒸気流速に対しても、非常に安全である。また翼上面の平坦な部分が大きいので、伸び差が出た場合でもラジアルフィンが自由な位置を選べるので漏えい蒸気増大の心配がない。

またこの翼は図中(ロ)で示される部分について、ロールかしめにより翼の固有振動数を変えることができるので、〔ノズル数×回転数〕で表わされる励振サイクルに対して、確実に共振をさけることができる。

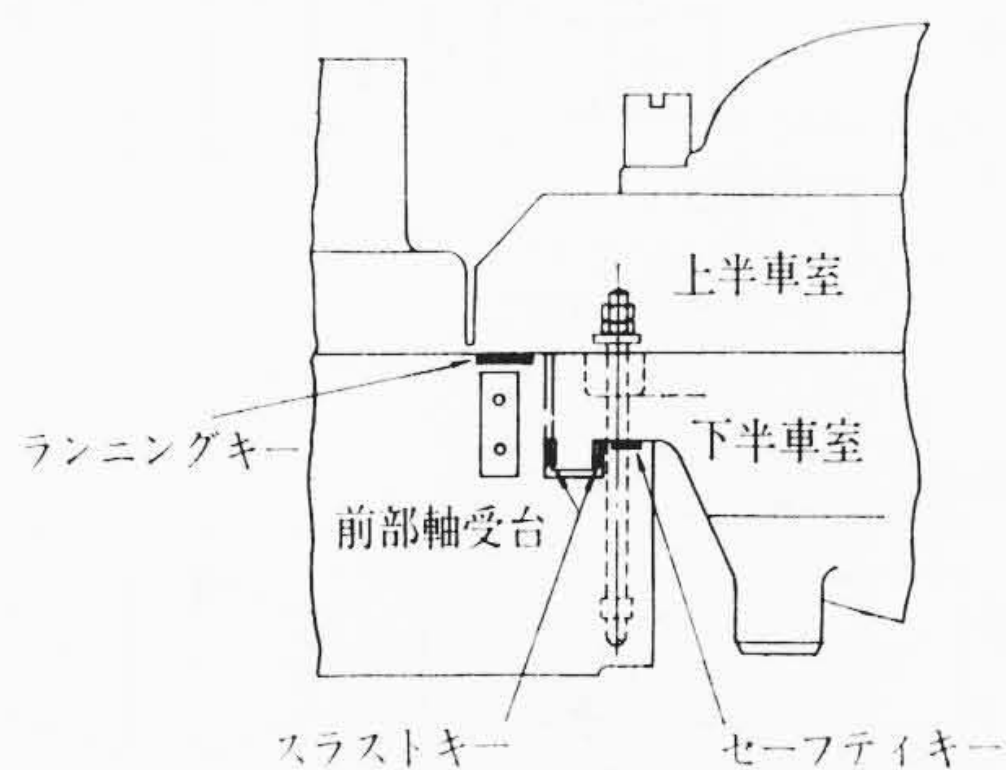
5.4 車室センタライン支持方式

高温にさらされる高中圧車室に、車室センタライン支持方式を採用し、運転中つねに車室中心と軸中心が一致してアライメントをくずさないようにしてある。

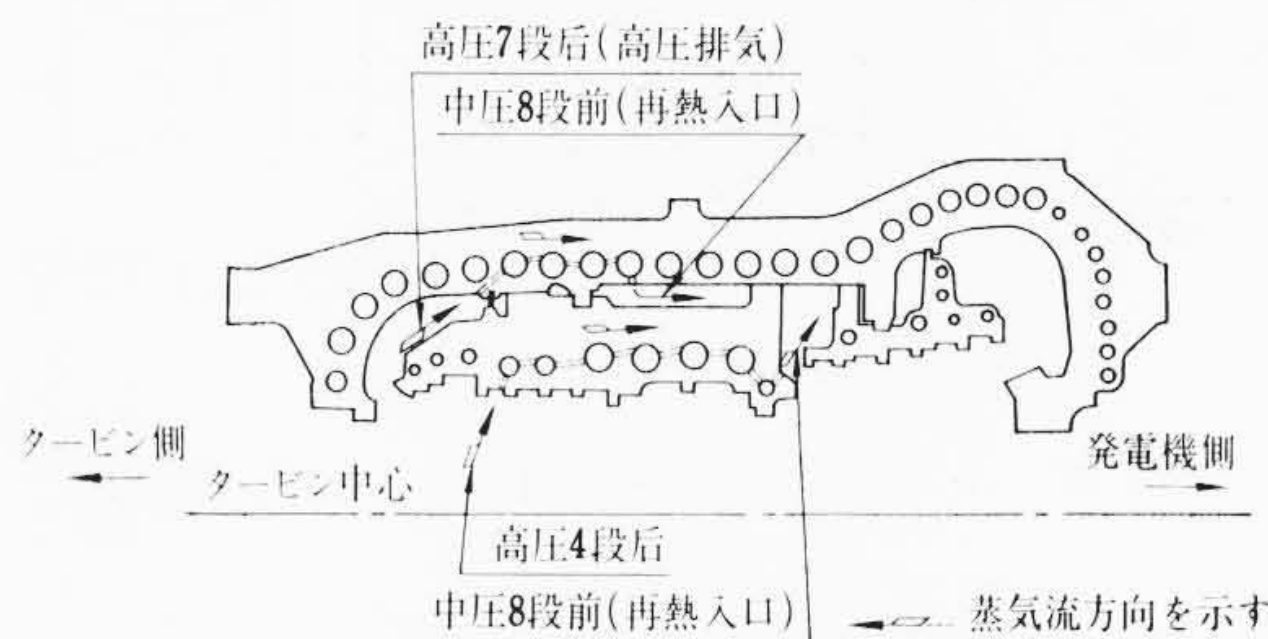
第22図は車室センタライン支持方式である。

5.5 ボルトクーリング

本タービンの高圧フランジ部にはボルトクーリング方式が採用された。これは高温下で使用するボルトが、応力緩和現象を生ずるため、締付力が不足して蒸気の漏えいを生ずるのを防ぐために採用



第22図 車室センタライン支持方式



第23図 ボルトクーリングの蒸気の流れ

されたものである。すなわち、材料の等歪高温試験によると時間の経過にともなう、等歪中にしめる弾性変形量が減少し、締付力の不足を生ずる可能性がある。このような現象はボルトが高温下で使用される場合、避けられないものであり、一年ごとの定期点検時に再締付を行なう実際のタービンでは一年後の残留応力が必要締付力を保持するように考慮する必要がある。

このような等歪中にしめる残留弾性変形の時間的変化は、加えられる応力と温度によって影響を受けるものであるが、締付応力はタービンの構造、および内圧により決定されるので、実際にはそのボルトの使用温度を下げることににより、締付力を確保することになる。このため温度の下がった蒸気を、各ボルト穴をつなぐ穴をあけてボルト外周に沿って流し、この目的を果たしている。

第23図に各フランジボルトの蒸気の流れの状態を示す。

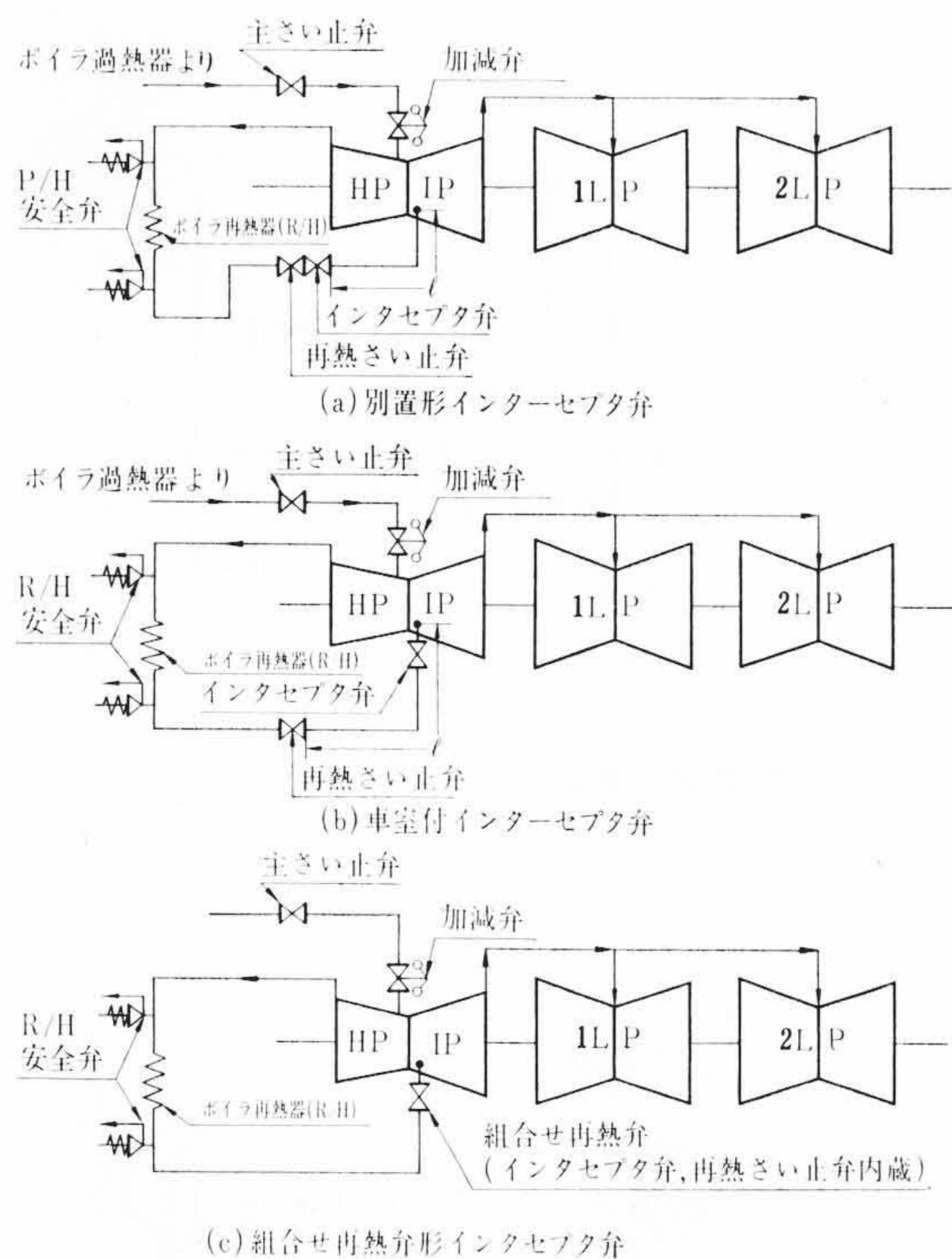
5.6 組合せ再熱弁

本タービンには組合せ再熱弁が用いられている。組合せ再熱弁は、1個の弁本体中に、インタセプタ弁、再熱さい止弁の2種の弁板が設けられたもので、再熱さい止弁は直動式の油圧シリンダ、インタセプタ弁はレバーを介して、それぞれ操作される。

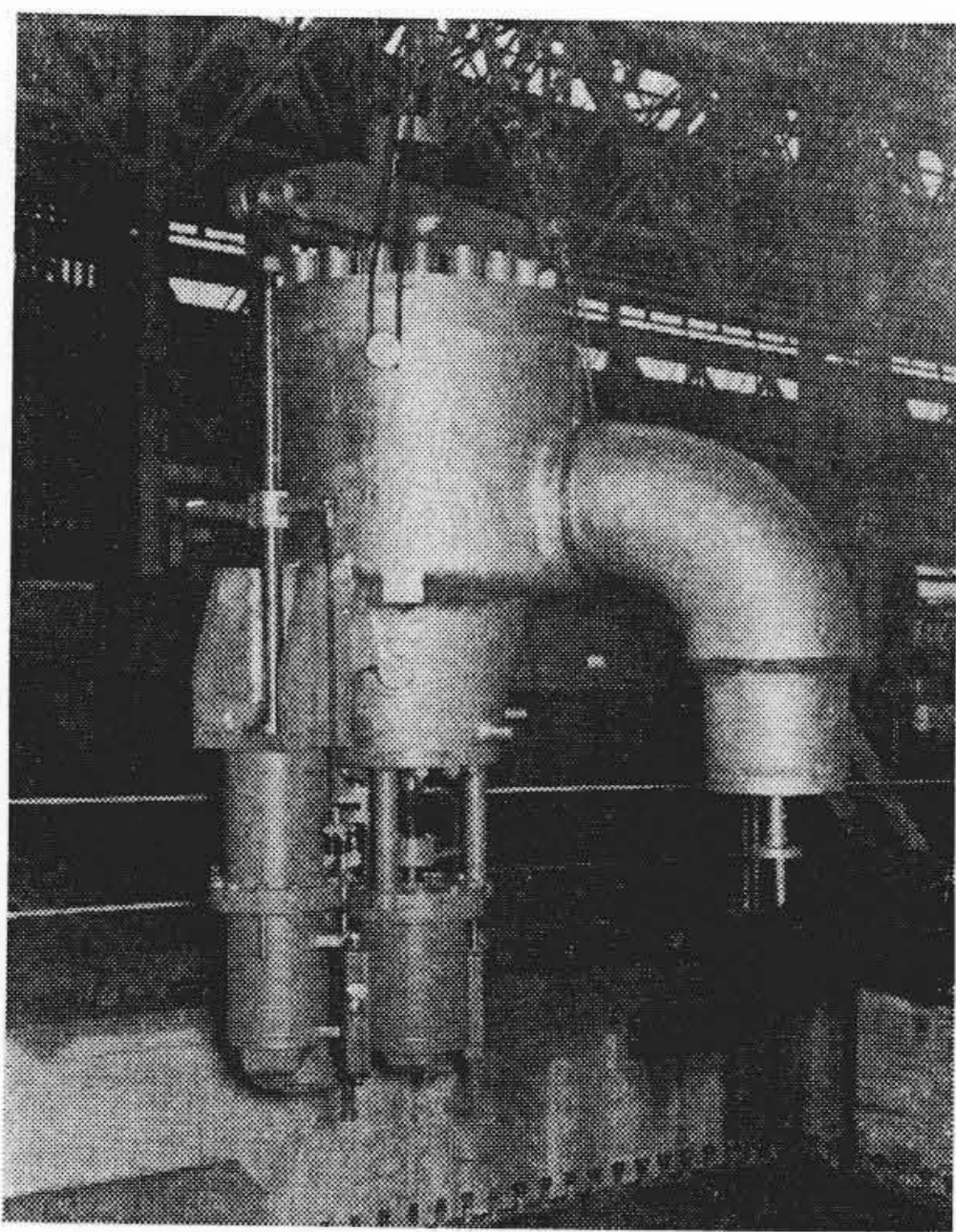
組合せ再熱弁採用による効果を原理的に示したのが第24図である。

初期、またはタービン軸の慣性が大きい再熱タービンについては(a)のような別置形のインタセプタ弁、その直前に再熱さい止弁が設けられた。この場合負荷遮断時、インタセプタ弁事故時の非常遮断時、いずれも速度上昇に大きな影響のある再熱蒸気が、配管“1”の中に残留し加速を生ずる。

その後タービンの大容量化にともない、(b)の車室付インタセプタ弁が開発された。従来の 3,000 rpm 175,000 kW タンデム機、3,600 rpm、220,000 kW タンデム機および外側連絡管に残留する蒸気が多



第24図 インタセプタ弁と再熱さい止弁の配置



第25図 工場組立完成時の組合せ再熱弁

い 3,000 rpm, 265,000 kW クロスコンパウンド機がその例である。

この結果、負荷遮断時については“1”による影響がなくなったがインタセプタ弁事故時にはなお“1”に残留する蒸気の影響を受ける。

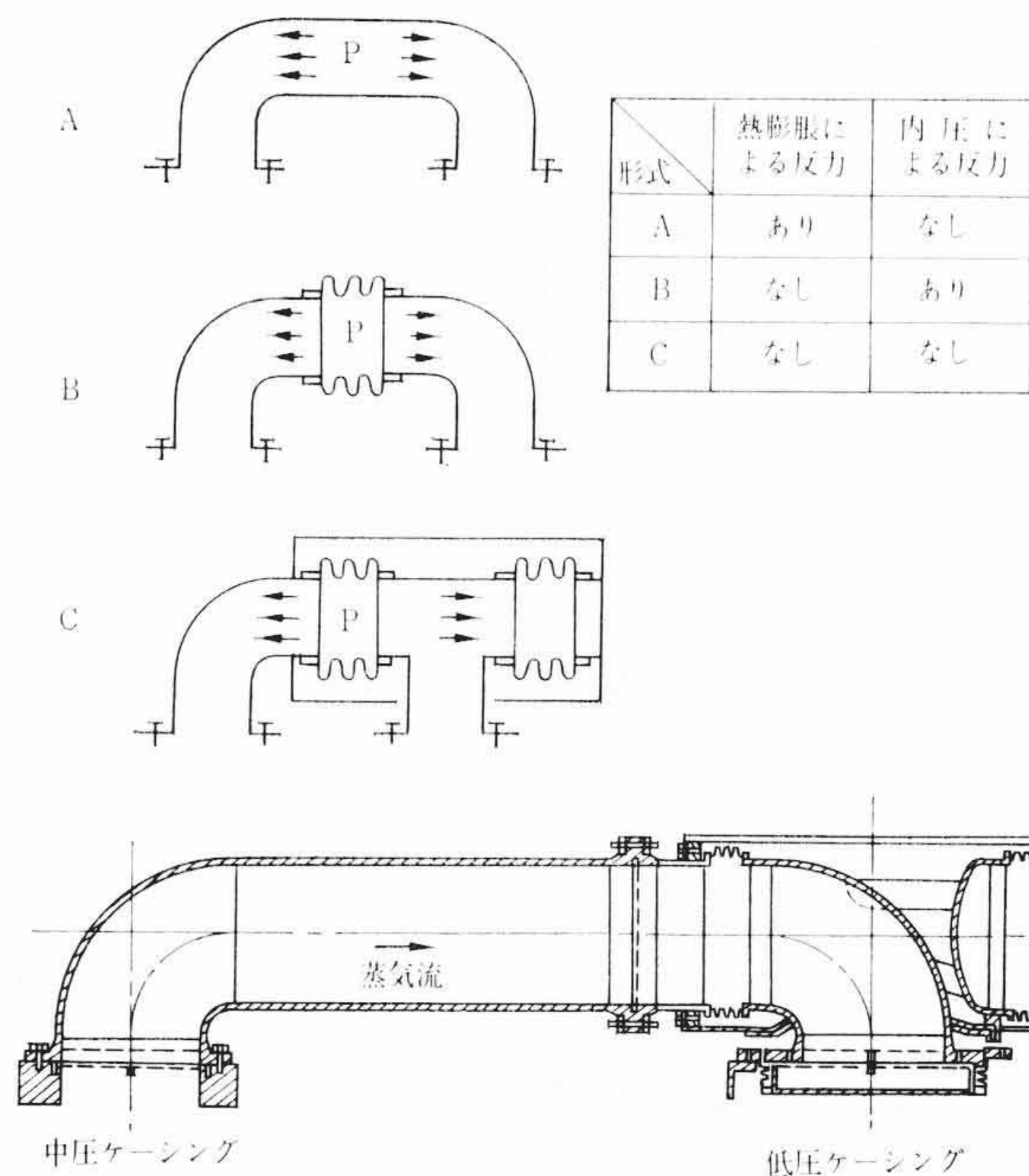
一方2種の弁を直接つないで配置することは、タービンの配置からみて相当の困難がある。ここにおいて(c)の組合せ再熱弁を用いることにより、いずれの場合についても“1”の影響をなくすることができる。

なお蒸気の流れからみて、従来再熱さい止弁、インタセプタ弁と流れた蒸気が組合せ再熱弁の場合、逆にインタセプタ弁、再熱さい止弁の順に流れる。

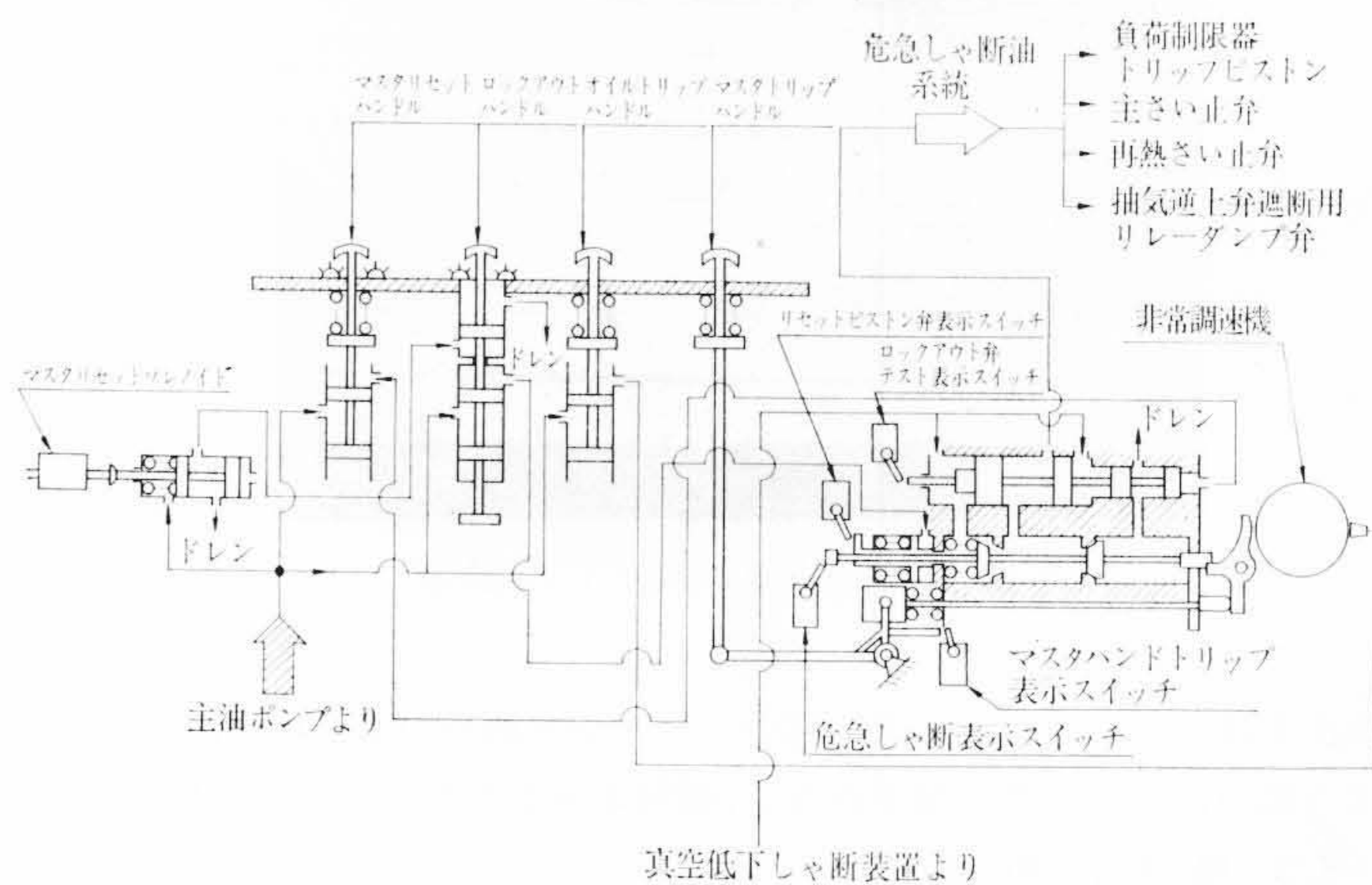
第25図に工場組立を終わった組合せ再熱弁を示す。

5.7 外側連絡管

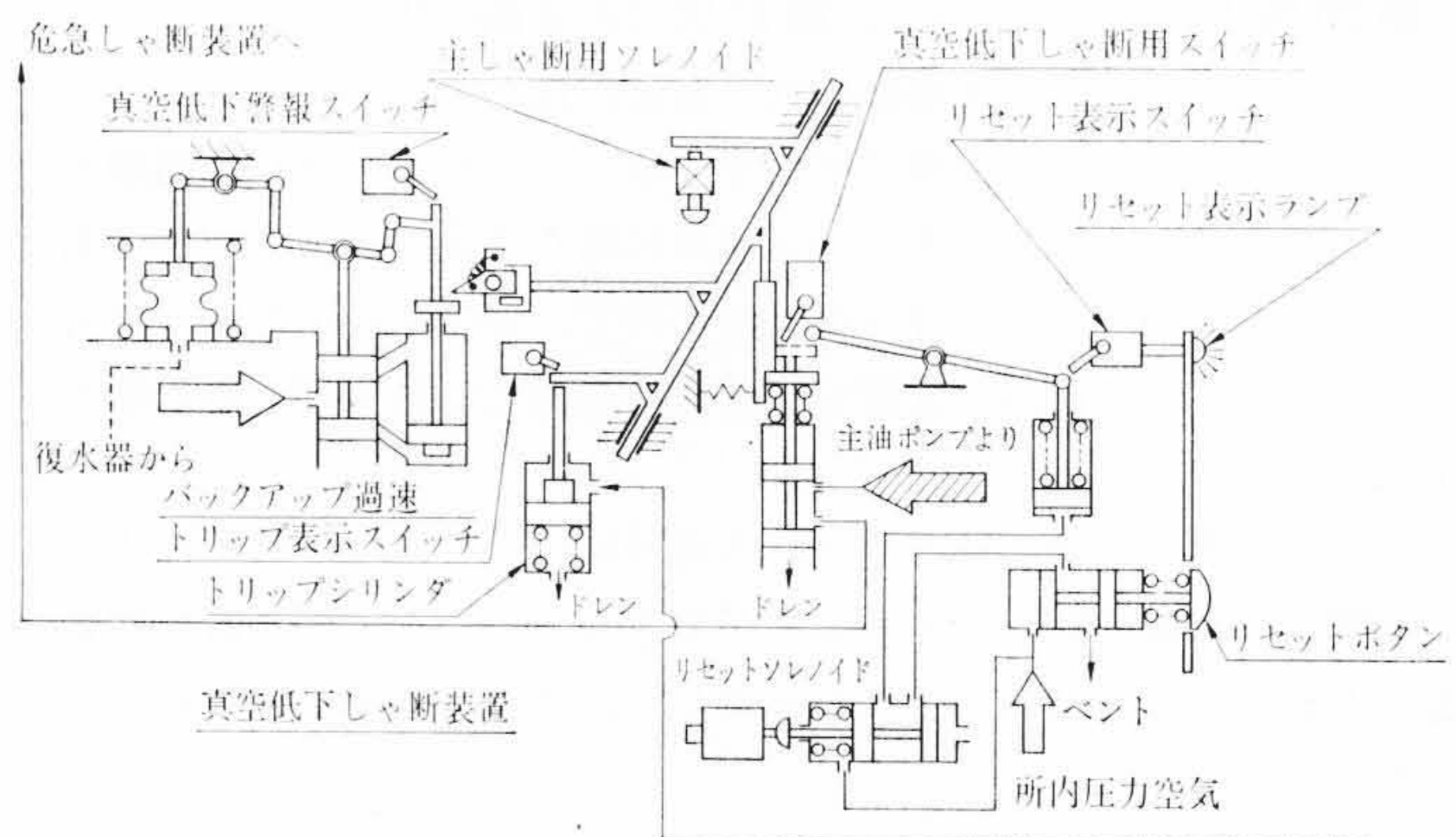
中圧タービンと両低圧タービン間に第26図に示すような2本の外側連絡管を装備し、車室および連絡管の相対的熱膨張収縮を完全に吸収すると同時に、内圧の反力を連絡管内部でバランスさせ、運



第26図 外側連絡管構造図



第27図 危急遮断装置の遠隔操作方式

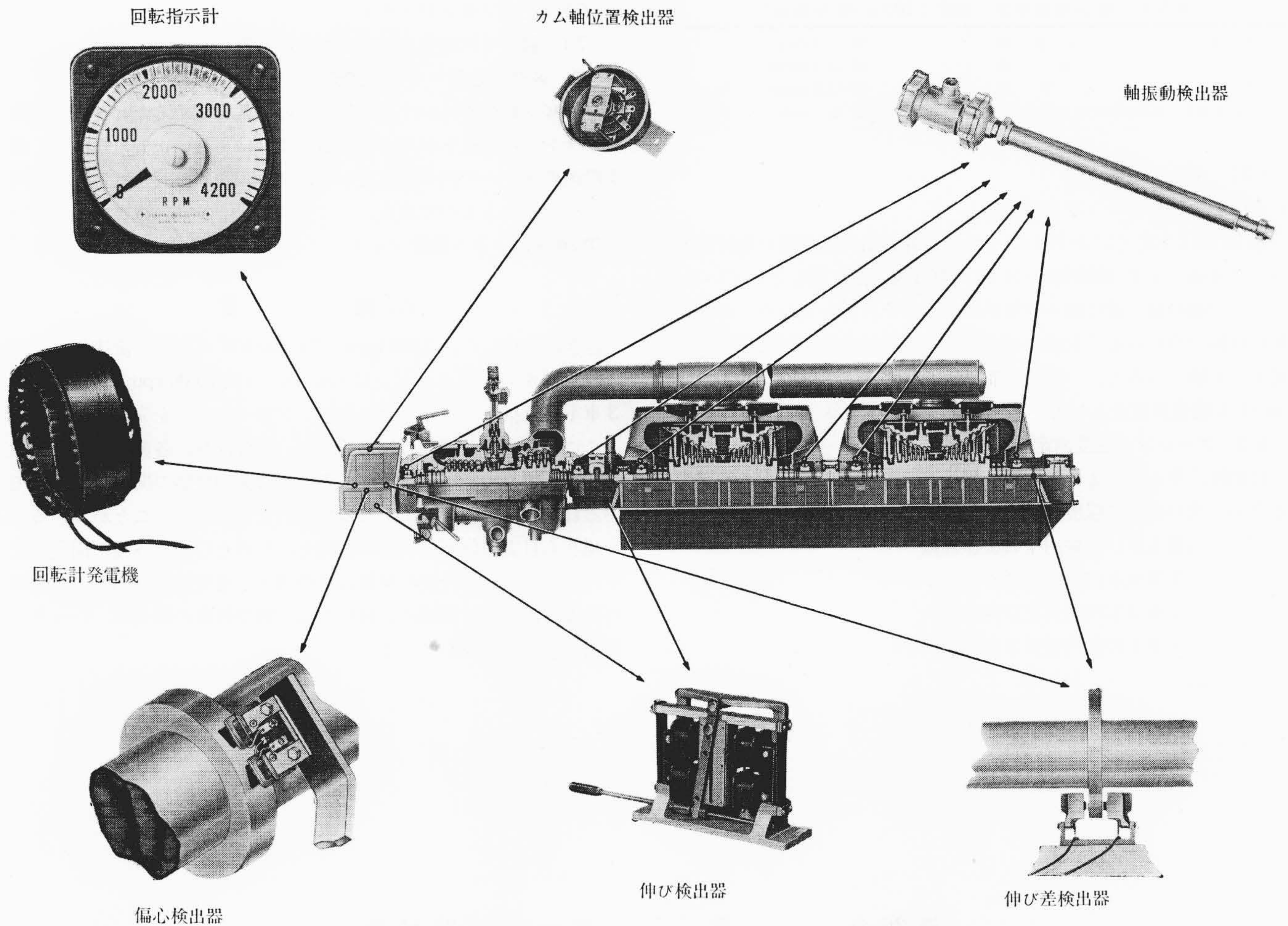


第28図 真空低下遮断装置の遠隔操作方式

転中車室にかかる反力を零にした。なおこれら連絡管の固有振動数はあらかじめ測定し、定格回転数から十分離して共振を避けてある。

5.8 保安装置操作の遠隔化

本タービンは、タービン起動の自動化への一段階として、タービン起動盤を廃止し、中央制御室操作を行なうように計画された。いずれも中央からの遠隔操作が可能のように作られている。



第29図 特殊計器発振器取付要領図

第27図に危急遮断装置の遠隔操作方式を、第28図に真空低下遮断装置の遠隔操作方式を示す。

危急遮断装置は、マスタリセットハンドルの部分に油圧操作シリンダを内蔵させ、この中に入る圧油を電磁式油切換弁（マスタリセットソレノイドと切換弁）で切替える方式を採用した。

真空低下遮断装置は電磁式空気切換弁（リセットソレノイドと切換弁）を現場のリセットボタンと並列に入れることによって遠隔操作を行なうようにした。

この方式はいずれも、遠隔方式に事故を生じた場合も、十分現場操作を行なうことが考慮されている。

5.9 液体冷却発電機事故時の保護装置

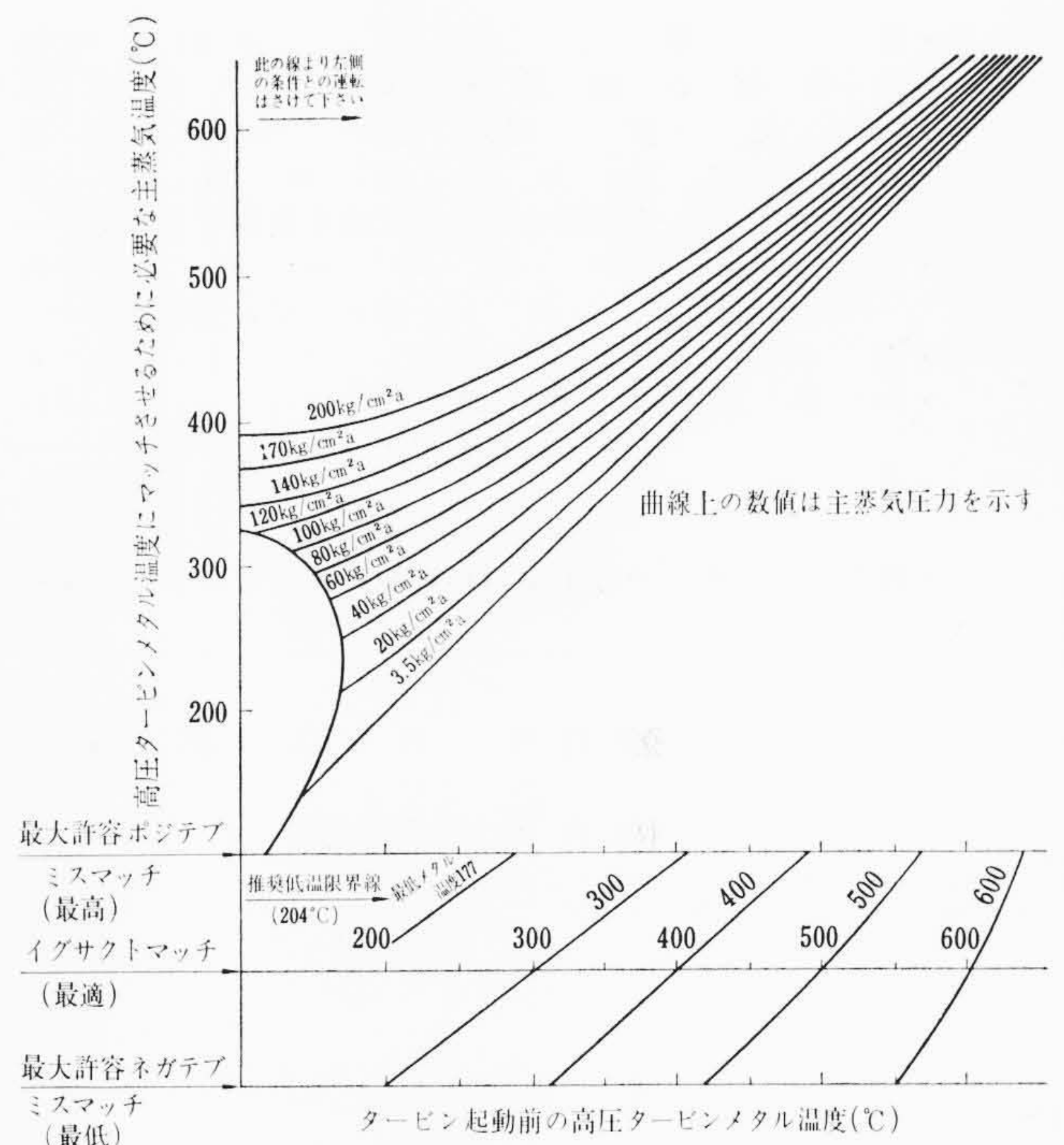
本タービンに直結された発電機は固定子を油冷却しているため、この冷却油系統が故障した場合の保護方式も当然考慮しなければならない。このため発電機冷却系統事故時、次の3点を原因接点とする。

- (1) 冷却油圧低下
- (2) 冷却油、前後差圧低
- (3) 冷却油温高

以上の現象を生じた場合、負荷制限器用電動機を操作することにより、タービンの負荷を2分以内に、35%以下の負荷まで低下させる。この状態が2分以内に作られない場合はただちにタービンを停止する。このため負荷制限器に35%負荷で回路が切り換わるリミットスイッチが設けられている。

6. タービン監視計器

起動および負荷運転中のタービンの状態を監視するため、特別に



第30図 メタル温度マッチングチャート

次の計器を中央制御盤に配置し、記録するようになっている。

6.1 特殊計器

- (1) 速度およびカム軸位置指示計
- (2) 軸振動記録計

第 3 表 軸振動標準値 (単位 1,100 mm 全振幅)

非 常 に 良 好 な 状 態	38 (1.5 mils)
良 好 な 状 態	64 (2.5 mils)
許 容 で き る 状 態	89 (3.5 mils)
これを越える振動は修正を要する状態	127 (5 mils)

- (3) 偏心記録計
- (4) 車室伸びおよび伸び差計

第 29 図は上記 (1) から (4) までの特殊計器の発信器の取付場所および外観を示す。軸振動については第 3 表に示す値をとっている。タービン軸の偏心量は個々の製品によってそれぞれ異なり、日常運転の経験で得られる安全値を越えないようにしなければならない。従来の実績からみて、一般的な制限値として偏心量 0.127 mm (5 mils) を警報設定点としている。

6.2 ケーシング温度測定

起動時、停止時および常用運転時金属壁に生ずる熱応力を監視するため、次の各点に温度測定用の熱電対がそう入されている。

- (1) 右側主さい止弁内壁および外壁
- (2) 上部蒸気室内壁および外壁
- (3) 下部蒸気室内壁および外壁
- (4) 高圧第 1 段後内壁および外壁
- (5) 高圧フランジボルト

- (6) 高圧フランジメタル
- (7) 組合せ再熱弁上部内壁および外壁

6.3 メタル温度マッチングチャート

タービン起動時における通気蒸気の条件を定めるためメタル温度マッチングチャートが用いられる。これは主さい止弁、蒸気室、第 1 段後のメタルの内外壁温度から、タービンに許容される通気蒸気の条件を定めるものである。

第 30 図にメタル温度マッチングチャートを示す。

7. 結 言

さきに完成した、3,000 rpm, 250,000 kW 4 車室 4 流排気タンデムコンパウンド形タービンについて、今回 3,600 rpm, 250,000 kW 3 車室 4 流排気タンデムコンパウンド形タービンを完成した。

ここに紹介した各種の技術的検討、研究開発、各種製作法、試験方法はいずれも、国産技術による大容量火力機器の開発を念願している日立製作所の多年にわたる技術的な蓄積といえることができる。

現在も日立製作所は長翼の開発をはじめとして、各種の開発研究を行っており、今後の単機容量の増大、蒸気条件の向上、熱効率の改善に、さらに国情に合致した設計製作技術の開発に、いっそう努力したいと念願している。

第 26 卷 日 立 第 11 号

目 次

- 随 筆.....中山 善 三 郎
- 無 雪 都 市 建 設 を 進 め る 長 岡 市
- 空 気 清 浄 器 の 効 果
- わ が 国 最 大 の 揚 水 発 電 所
——電源開発株式会社池原発電所見学記——
- マ ン モ ス 火 力 へ の 歩 み
——③タービン発電機編——
- 水 中 の じ ゃ ま も の を 除 く
- お 部 屋 は 春 風 で い っ ぱ い
——温風暖房機で能率を上げよう——
- 魚 の よ う な 電 気 機 械
——水中モートルポンプ——
- 指先でワンタッチ電子頭脳が電波を選ぶオートチュー

- ニング>
- あ な た も 一 人 で 運 転 で き る
——二子玉川自動車教習の無線指導装置——
- 全 電 子 式 制 御 装 置 日 立 ユ ニ ト ロ ー ル
- 永 久 磁 石 の 家 庭 用 品 に お け る 応 用
- ヒ タ ゾ ル
- 明 日 へ の 道 標 「10 色 グ ラ ビ ヤ 輪 転 機」
- 日 立 ハ イ ラ イ ト 「テ レ ビ」
- 電 線 百 話 第 46 話 「VHF と UHF の テ レ ビ フ ィ ー ダ ー」
- 日 立 だ よ り
- 読 者 の 声 「石 油 ス ト ー プ の 二 重 安 全 装 置」
- 新 しい 照 明 施 設 「国 立 屋 内 総 合 競 技 場 の 照 明」

発行所 日 立 評 論 社

取次店 株式会社 オ ー ム 社 書 店

東京都千代田丸の内1丁目4番地

振替口座 東京 71824 番

東京都千代田区神田錦町3丁目1番地

振替口座 東京 20018 番