

再熱蒸気タービン調速上の諸問題について

糸野 幸三* 和田 静哉**

Problems Pertaining to Speed Governors for Reheat Steam Turbines

By Kozo Kumeno and Shizuya Wada
Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

In the power generation program in this country, an increasingly greater importance has been attached to the thermal power generation, and in keeping with this trend, the steam turbine has been designed and built for increasingly high pressure, high temperature and large capacity, so it seems the industry is on the verge of the adoption of the reheat turbine.

In the high pressure high temperature large capacity reheat turbines, the inertia moment of the rotor and blade turns out to be very small as compared with that of non-reheated turbines, and the high pressure high temperature steam inside the steam tubes connected to the reheat boiler preserves a considerable amount of energy. These facts present a sizable problem in regard to the speed control of the turbine. In the former case, the stability of speed controlling is marred and when combined with the latter case it would consist of one of difficult problems in controlling speed rise of the machine at a time of dumping full load.

The writers tackled the problem of speed control by analyzing it from the view point of automatic control, and while studying the abovementioned problems pertaining to the stability and responsivity of the turbine, they handled several problems which they encountered in applying their theory to the design of the turbine. Recent development of Hitachi's reheat turbines are also introduced by the writers.

〔I〕 緒 言

火力発電所において蒸気タービンが高圧高温大容量になればなる程その調速上の諸問題は多くなり、ことに早晩我国において計画実施されようとしている再熱タービンにおいてはますますこの問題が重要となる。最近の再熱タービンの設計は一基当りの出力の増大と効率の上昇に重点がおかれ、小直径多段式高速回転のものが計画されるのでタービンロータならびにブレードの慣性モーメントは著しく小さくなっている。したがって定負荷で運転中瞬時に無負荷に負荷を遮断するような場合残留蒸気の持つエネルギーによりタービンロータは危険速度まで加速されるおそれがある。

またこの種タービンは基本負荷 (Base Load) として

* ** 日立製作所日立工場

長期間連続運転されるため、当然その調速装置は系統周波数変動に対して速応性が良いと同時にきわめて安定度の高いものが要求され、さらに全負荷遮断時の瞬時最大速度上昇率も規定回転数の 107~108% 程度以内におさめるよう計画しなければ実用に供することはできない。特に瞬時最大速度上昇率を低く抑えるためには、ボイラの再熱部からタービン中間部に至る蒸気管中に高温蒸気が残るので中間弁 (Intercept Valve) をできるだけタービン入口の近くに置いて莫大なエネルギーを有する再熱蒸気の流入を遮断するよう計画することが肝要で、それでもなおこの弁とタービン入口との間には構造的にかなりの残留蒸気 (Residual Steam) が残りロータを加速することになるので、この影響を最少限に食い止めるためにはこの速度上昇をすみやかに検出する高感度の調速機とすることは勿論さらに高圧加減弁および中間弁を

タービンロータの回転速度上昇に追従して急速に閉鎖することが重要である。いくら加速度を検出しても実際に加減弁の閉鎖する時間が長くてはその目的を達することは不可能であり、したがって再熱タービンの調速上の問題を検討する場合は調速機の性能のみならずサーボ機構に対する圧油系統の容量を含む調速装置全体に対する検討もまた重要である。

〔II〕タービン発電機ロータの $\overline{GD}^2$ 、始動時間および速度上昇率の関係

$\overline{GD}^2$ はタービン発電機回転体の極慣性モーメントを示し単位は一般に $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ を使用する。 $\overline{GD}^2$ が小さくてそのタービンの出力が大きいということは設計上望ましいことであるが、逆に調速上から見ると厄介になって来る。すなわちその回転体のもつ一つの時定数 (Time Constant) T_a が小さくなるからである。この T_a はまた従来回転体の始動時間 (Starting Time) と呼ばれているもので全蒸気量を瞬時にかけてタービンの速度を零から規定回転数まで上げるに要する仮想時間を示すものである。 $\overline{GD}^2$ と T_a の間にはつぎに示す関係式が成立する。

$$T_a = \frac{\overline{GD}^2 \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2}{408 \cdot g \cdot N}$$

ただし

n = 規定回転数 rpm

g = 重力の加速度 9.8 m/s^2

N = 全負荷 (最大連続出力をとる) kW

普通の大型復水タービンにおいてはこの T_a の値は 12~14 秒程度であるが再熱タービンでは構造上 8~9 秒程度となる。

今 $\Delta\omega$ = 角速度の増分 rad/s

ω_n = 規定回転における角速度 rad/s

$\phi = \Delta\omega / \omega_n$ = 速度上昇率

P = タービン背圧を基準とした

蒸気室内圧力 kg/cm^2

P_{max} = 全負荷時同上圧力 kg/cm^2

$\Psi = P / P_{max}$

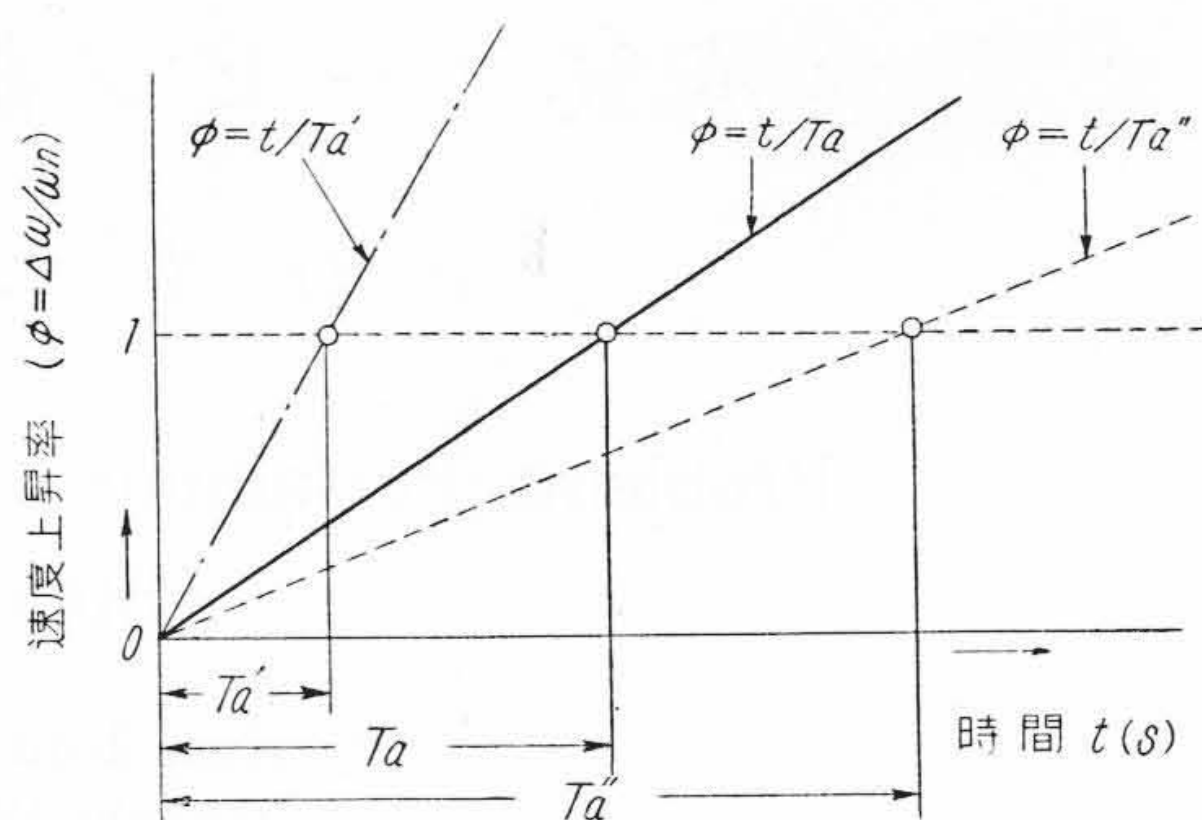
とすればタービン発電機回転体に関して次式が成立する。

$$T_a \dot{\phi} = \Psi \dots\dots\dots (1)$$

全負荷遮断時においては $\Psi = 1$ であるから $\dot{\phi} = \frac{1}{T_a}$ となる。したがって

$$\phi = t / T_a \dots\dots\dots (2)$$

(2) 式は第1図に示すごとく直線であらわされる。 $t = T_a s$ で $\phi = 1$ すなわち $\Delta\omega = \omega_n$ となつて 100% 速度上昇するわけである。 $T_a' < T_a$ および $T_a'' > T_a$ の場合



第1図 回転体の時定数と速度上昇率との関係図

Fig.1. Relation between Time Constant of Rotor and Rate of Speed Rise

は第1図に示すごとくでおおのこの傾斜が異り、 T_a の小さいもの程同一時間内の ϕ の値は大きくなる。つまり短時間内にタービンは加速されることを示す。

〔III〕蒸気室の始動時間 (T_l)

蒸気室の始動時間は加減弁全開で空の蒸気室を充満させるに要する時間であつて、

$$T_l = W_{max} / G_{max}$$

ただし W_{max} = 全負荷時の蒸気室内蒸気量 kg

G_{max} = 全負荷時の蒸気流量 kg/s

で表わされる。再熱タービンでは再熱部蒸気連絡管に大部分の残留蒸気が集中していると考えられるので W_{max} は単に高压入口蒸気室内の蒸気量ばかりでなく低压部蒸気量を全出力に対する割合で換算した値を加えねばならない。したがって再熱部に意外に多くの等価蒸気量がある場合には W_{max} の値は大きくなり T_l は大となる。 T_l が大きいことは後述のごとく全負荷遮断時の速度上昇率を高めることになる。

〔IV〕全負荷遮断時の瞬間最大速度上昇率 (ϕ_{max})

調速装置における調速機、一次サーボモータ、二次サーボモータなど各制御要素の時定数の総和を ΣTs とすれば

$$\phi_{max} = \frac{1}{T_a} (\tau + \Sigma T + k T_l) \dots\dots\dots (3) \text{ (注)}$$

ただし τ = 調速装置の不動時間 (s)

$$K = \frac{1}{1-L} \left\{ -2.303 L \log \frac{1-e^{-\lambda}}{L\lambda} + (1-L) + \frac{1}{2} (1-2L) \lambda \right\}$$

$$\lambda = \delta T_a / T_l$$

δ = 整定速度変動率

である。 ϕ_{max} を小さくするためには、(a) 第一には T

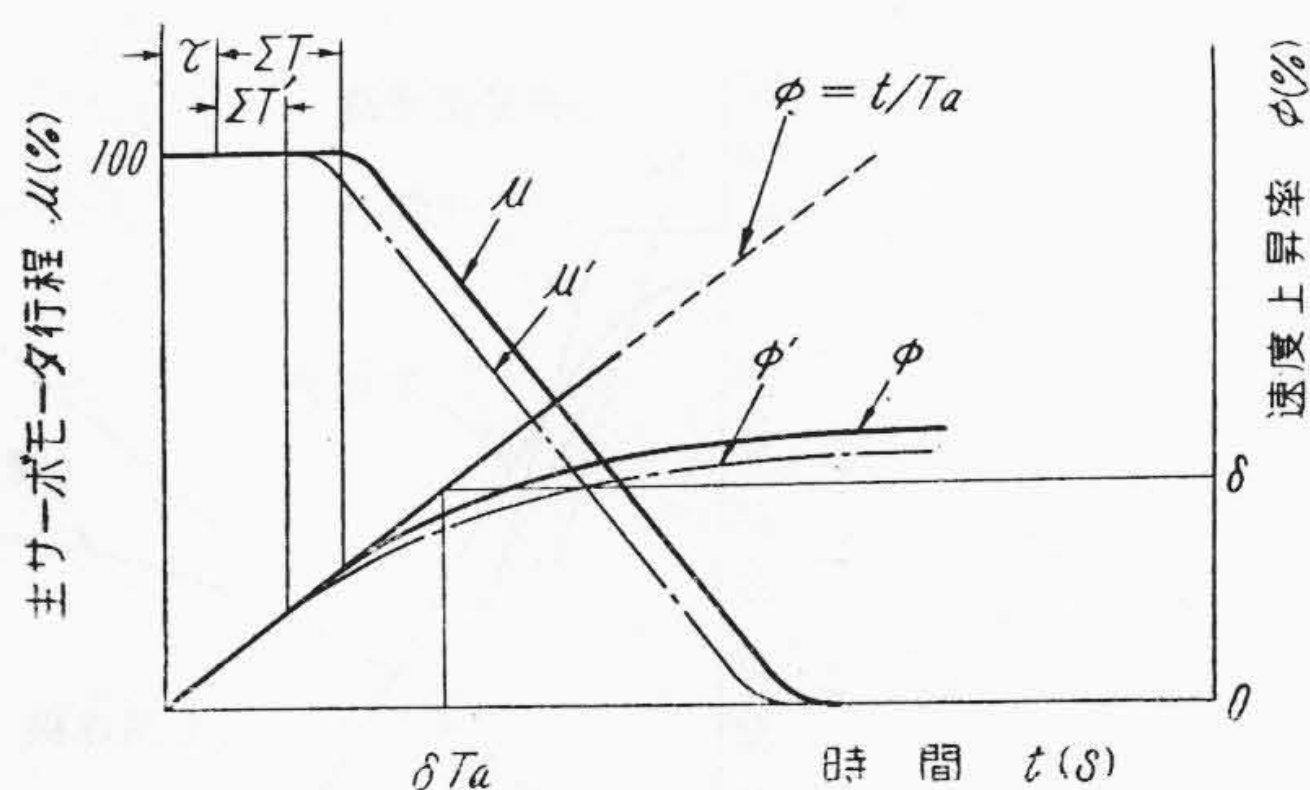
が大きい程好都合であるがこれは熱力計算ならびにロータの限界速度によつて決つてしまうのであまり動かしえないものである。(b) 第二に τ を小さくすることはきわめて有効である。

τ の大小は調速の安定度、速応性にも関連してくるので機械加工上許しうる最高のところまで小さくせねばならないが、現在普通 0.05~0.1 秒程度である。(c) 第三に ΔT の値が問題であるが、これらのうちで最も大きく響くものはサーボモータの時定数である。第2図に示すごとく ΔT が小さいと ($\Delta T'$) サーボモータのおくれが少くなり速度上昇も ϕ から ϕ' へと減少する。 ΔT を小さくするには主サーボモータの時定数をできるだけ小さくする必要がある。高压高温用加減弁は単座弁 (Single Seat) を採用するので高压蒸気による反力がかかなり大きい。それ故主サーボピストンの直径を大にし、主油ポンプ吐出圧力を高くして強さを増さねばならない。したがつて時定数を小さくするためには主サーボモータが急激に作動するとき主油ポンプの吐出量が急増しても圧力の低下が比較的少い遠心式油ポンプを使用するのが得策である。遠心式油ポンプの特性は第3図に示すごとくで、吐出量が瞬間的に増加した場合吐出圧は p_1 から p_2 に低下するがこの低下量ができるだけ少ない方が主サーボモータの閉鎖時間を小さくするのに役立つ。閉鎖時間は一般に 0.5 秒以下になるよう設計される。

(d) 最後に T_i を検討することになるが、この値は高压蒸気室ならびに低压連結部の本体設計の優劣と、中間弁から中間タービン入口までの再熱蒸気管および給水加熱のための抽気点の各抽気逆止弁までの配管の引き方の良否によつてその大小が決つてしまう。 T_i が大きいことすなわち残留蒸気量が多いということは調速装置をいかに合理的に計画しても速度上昇に関しては全く不利である。この点本体設計に当つては十分注意する必要がある。

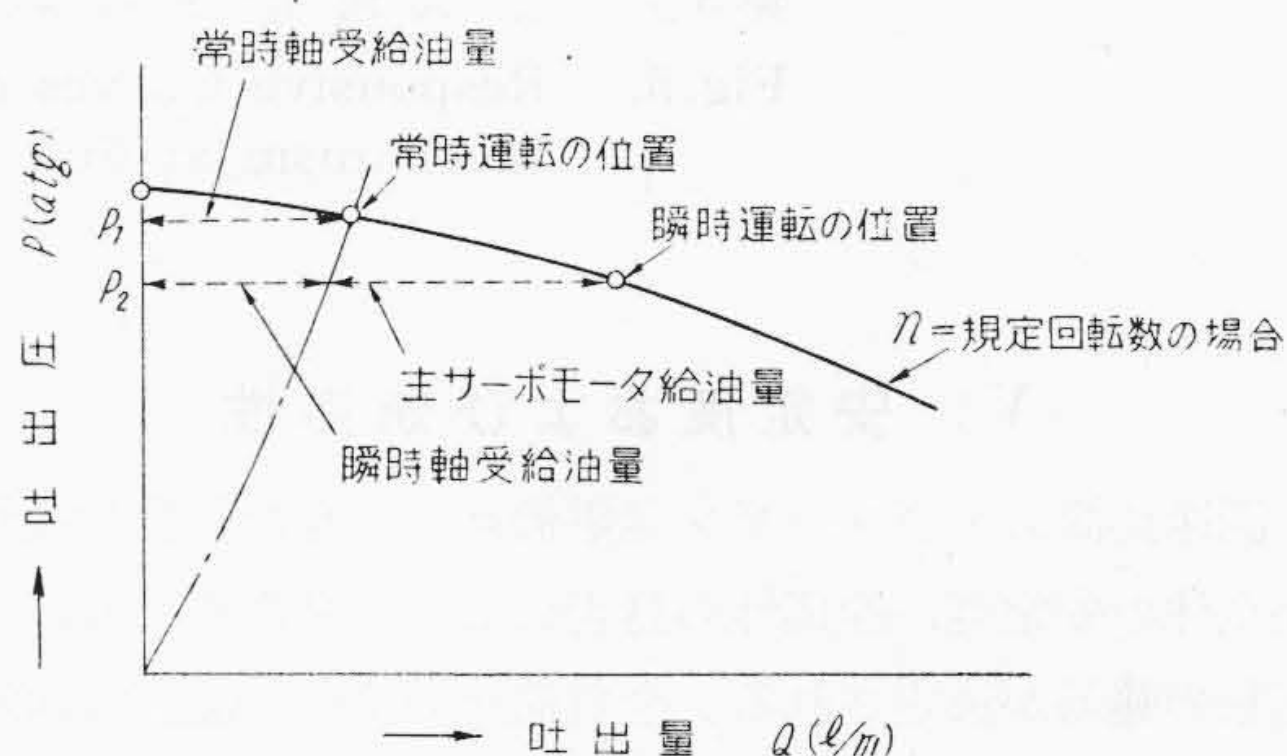
第4図は負荷を急激に遮断した場合の速度上昇の様子を示す一例で、これは 100,000 kW から 2,000 kW (所内動力の負荷) まで負荷遮断したものである。瞬間最大速度上昇率 $\phi_{max} = 106\%$ で約 1.5 秒内に最大値まで達している。速度の上昇とともに高压加減弁と中間弁はほとんど同時にすみやかに閉鎖する。この際万一の場合をも考慮して再熱器内の圧力が上昇せぬよう安全弁が設けられている。10 秒ぐらい経て回転の低下とともに 105% より除々に中間弁が開き始め速度はほぼ 105% に保たれ約 1 分半まではこの再熱器の蒸気によつてタービンの速度が保たれ、この蒸気量が次第に減少するとともに速度は低下し、高压加減弁が開いて整定速度に落ち着く。

再同期化するために調速用電動機を操作し結局 2 分で



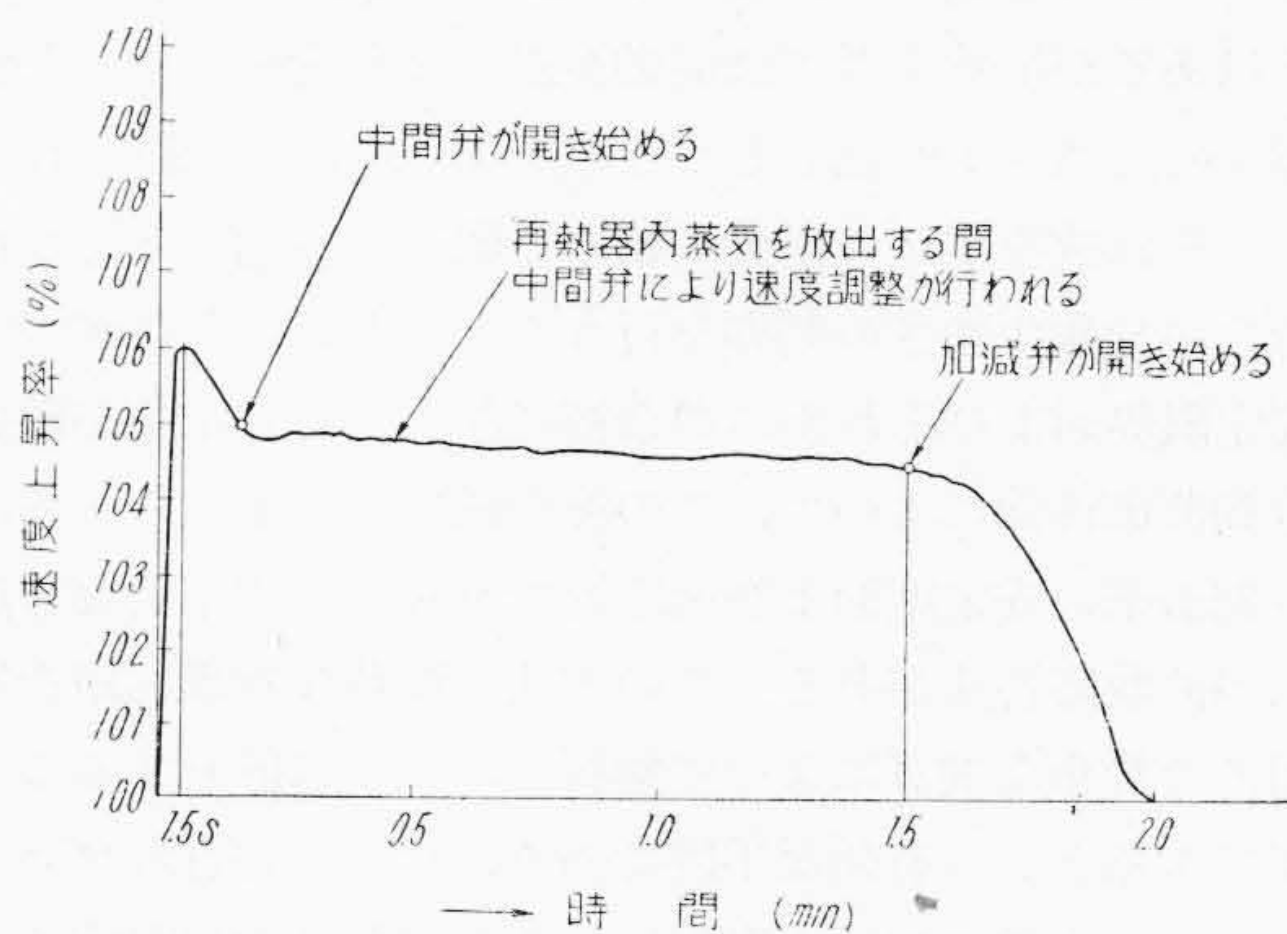
第2図 全負荷遮断時のサーボモータ行程と速度上昇曲線

Fig. 2. Servomotor Stroke and Speed Rise Curve at Full Load Dump



第3図 遠心式油ポンプの特性曲線

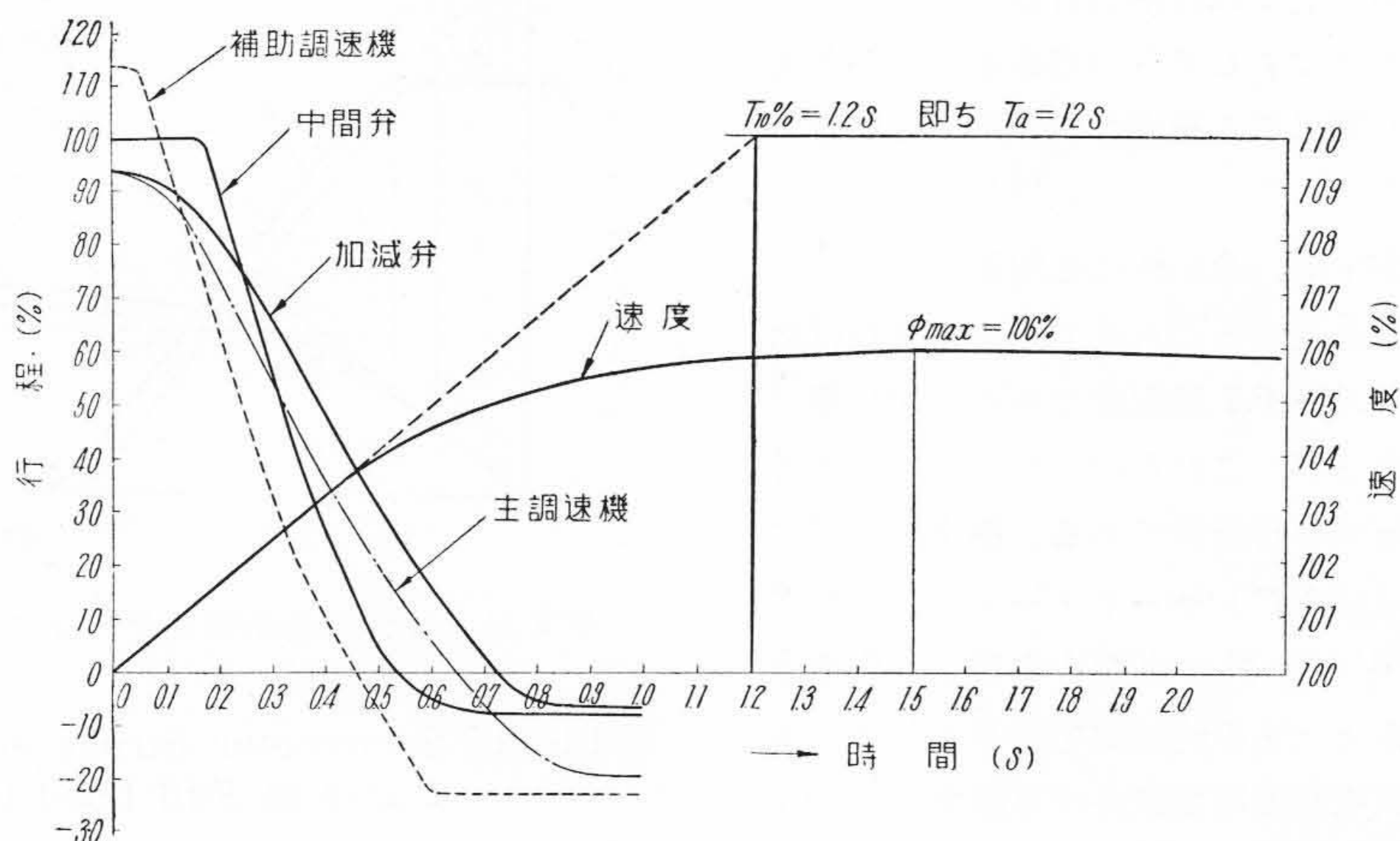
Fig. 3. Characteristic Curve of Centrifugal Oil Pump



第4図 調速機試験結果

Fig. 4. Test Result of Governor

同調することができる。第5図は負荷が瞬間的に遮断された場合の調速装置各主要部の動作を示す一例である。速度上昇の傾斜から始動時間が 12 秒であることがわかる。また上述の $\tau + \Delta T$ に基づく遅れが示されている。



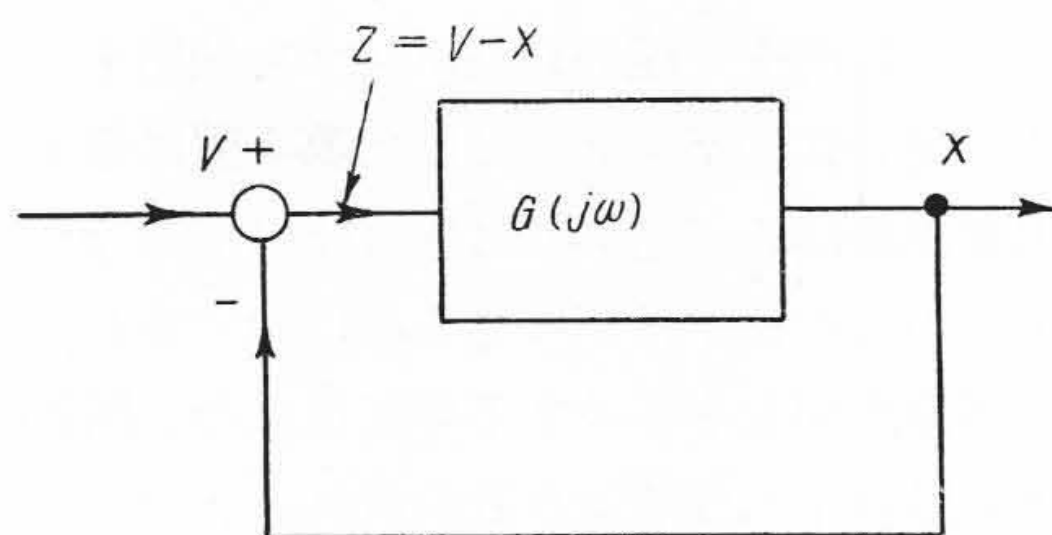
第5図 全負荷遮断時の調速装置各主要部の動作線図

Fig.5. Responsive Curves of Important Parts from Controlling Mechanism at Full Load Dump

〔V〕 安定度および速応性

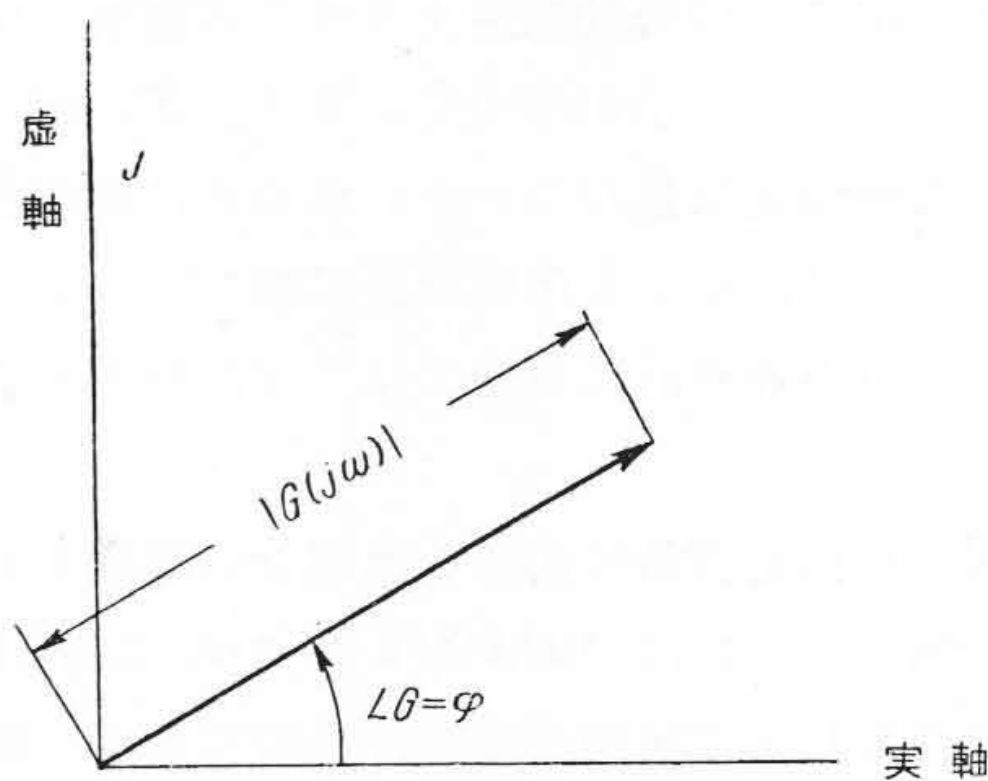
調速装置およびタービン発電機ロータを含む自動制御系全体の安定度，速応性の良否によつて発電所における運転の難易が決定される。全負荷遮断時の ϕ_{max} は前述の通り極力小さくしなければならぬがそれとともにその変動の過渡状態から短時間で整定することならびに常時負荷運転の場合に安定度の高いことが要求される。自動制御の過程は循環を伴つており，この循環によつて振動をみづから醸成してはならないが，それかといつて安定ではあるが慎重すぎでは応動が遅くなり途中で大きな偏差 (ϕ_{max} など) が出てしまうので火力機器には許されない。それ故みづから振動し始める限界から適当と思われる余裕を残す強さの制御を行うことがよい。したがつて安定限界およびそれからの余裕に注目する安定論が線型自動制御理論によつて，この種機械にとり上げられる。

制御系の安定度および速応性を判別する実用的な方法に周波数応答法がある。この方法は複雑な物理回路を実用的で簡単な演算によつて解析し，さらに計画することができるという有効な手段であり，ラプラス変換，ブロック線図，各種の線図の利用による図式解法を駆使する点に特長を有している。蒸気タービンの制御系は速度検出部，増力装置，サーボモータおよび加減弁よりなる調速装置(すなわち制御系)と蒸気室およびタービン発電機回転体よりなる被制御系の直列結合であつて，これをさらに一つにまとめれば第6図に示すときブロック線図で表わされる。すなわち目標値 V と制御量 X (この場合タービンの速度である) との差が検出され訂正動作が行われるのである。 $G(j\omega)$ は周波数伝達函数と呼ばれ，物理



第6図 ブロック線図

Fig.6. Block Diagram



第7図 ベクトル線図

Fig.7. Vector Diagram

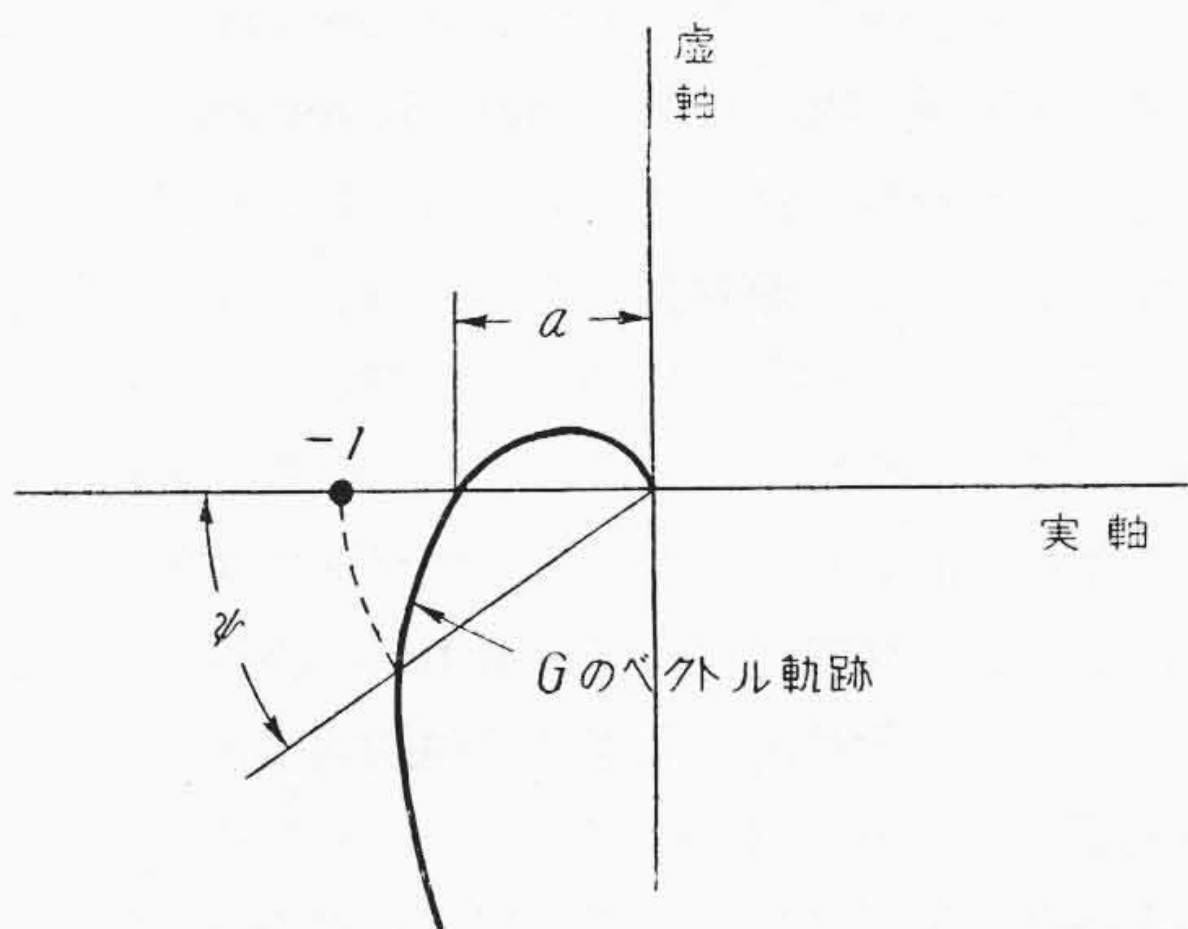
要素の信号の伝わり方を表わすものであり，一定振幅の正弦波状の入力信号を与えた場合の出力信号の周波数に関する応答を表わす。入力として $Z_0 \sin \omega t$ なる正弦波を加えたとき，系が線型であればその出力は定常状態では入力と同じ周波数の正弦波になる。しかしその振幅と位相は入力のそれと異つてゐる。すなわち出力は $x_0 \sin(\omega t + \phi)$ となる。この出力と入力との振幅比 x_0/Z_0 をゲ

イン $|G|$, 位相の変化 ϕ を位相ずれ $\angle G$ と呼ぶ。 G は第7図のごときベクトルで表わされ, 周波数 ω の関数である。

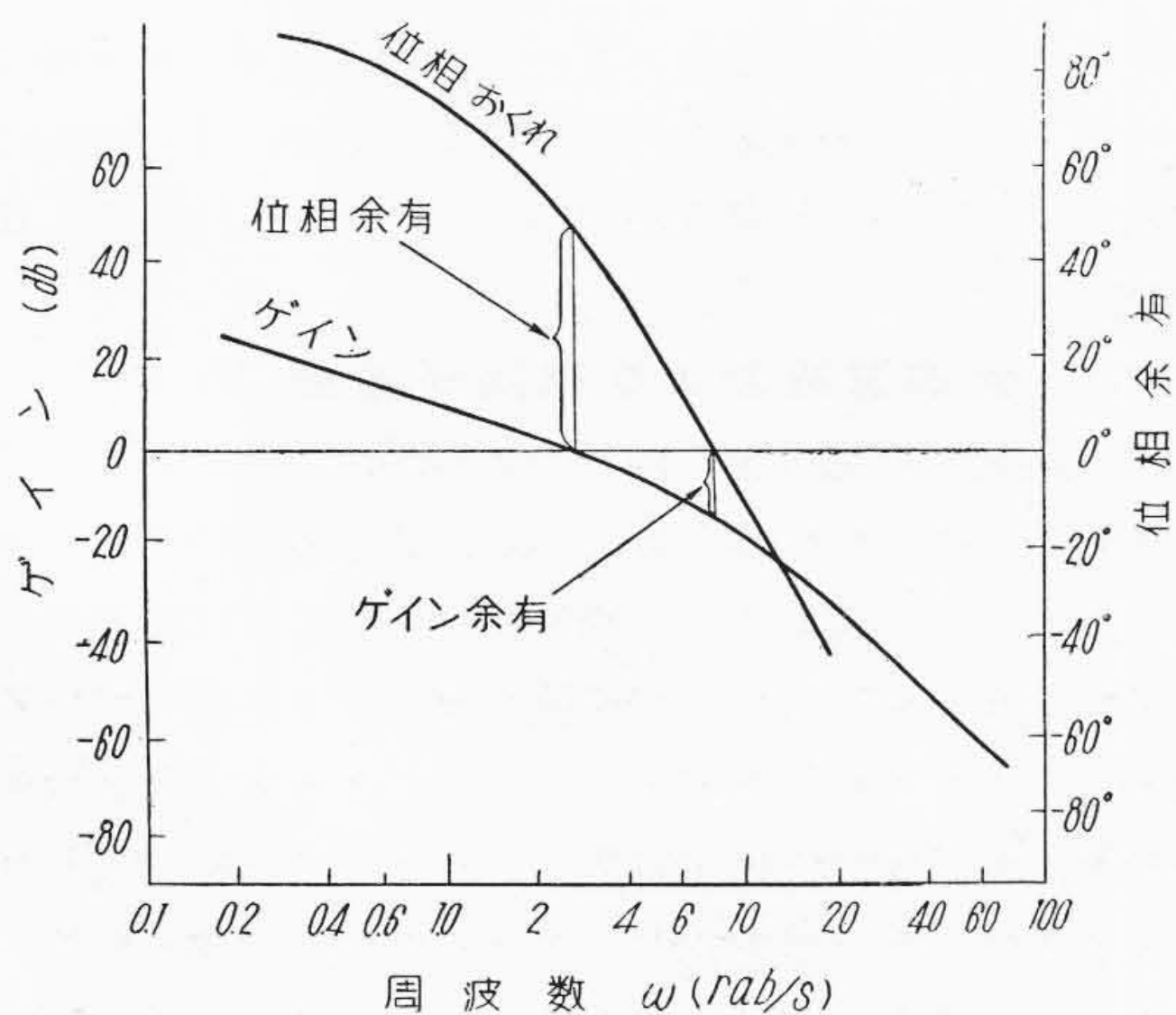
ナイキストの安定論によればある系がある ω_0 という周波数のときに

$$1+G(j\omega)=0$$

すなわち $|G|=1$, $\angle G=-180^\circ \dots\dots\dots (4)$ であればこの系は安定限界にある。すなわち G という物理要素を通った信号がそのまま 360° ずれてまた入力へ加わり発振するのである。安定限界の場合ベクトル軌跡は第8図の $(-1, 0)$ の点を通る。定性的にはベクトル軌跡がこの臨界点 $(-1, 0)$ から右側に遠ざかる程安定性が良い。この臨界点からのへだたりを表わす尺度に位相余裕, ゲイン余裕が用いられる。位相余裕は第8図の ϕ , ゲイン余裕は同図の a の逆数 $(1/a)$ である。 G をベクトル線図で表わす代りにデシベルで表わしたゲイン $20 \log_{10} |G|$ および位相 $\angle G$ を ω の対数座標に対してプロ



第8図 ベクトル軌跡
Fig.8. Vector Locus



第9図 ボード線図
Fig.9. Bode Diagram

ットしたいいわゆるボード線図で表せば, 第9図に示すごとくである。一般に位相余裕, ゲイン余裕とも大きい程安定度は良いといえることができるが, 安定度をあまり良くすると速応性が悪くなるのでこれはそれぞれ適当な範囲が存在する。位相余裕 $40^\circ \sim 60^\circ$, ゲイン余裕 $10 \sim 20$ db が良いといわれている。位相余裕, ゲイン余裕で検討するのは開いた回路の伝達函数 G についてであるが, 実際の制御系を形作る閉じた回路の伝達函数 $\frac{G}{1+G}$ に注目して安定度, 速応性を検討する方法がある。いわゆる M_p クライテリオンであつて, 閉じた回路の伝達函数のゲイン $M = \left| \frac{G}{1+G} \right|$ を ω に対してプロットして M の極大値 M_p を生ずる場合, この値が系の安定性すなわち過渡応答の減衰の程度に密接な関係をもつ。経験的に

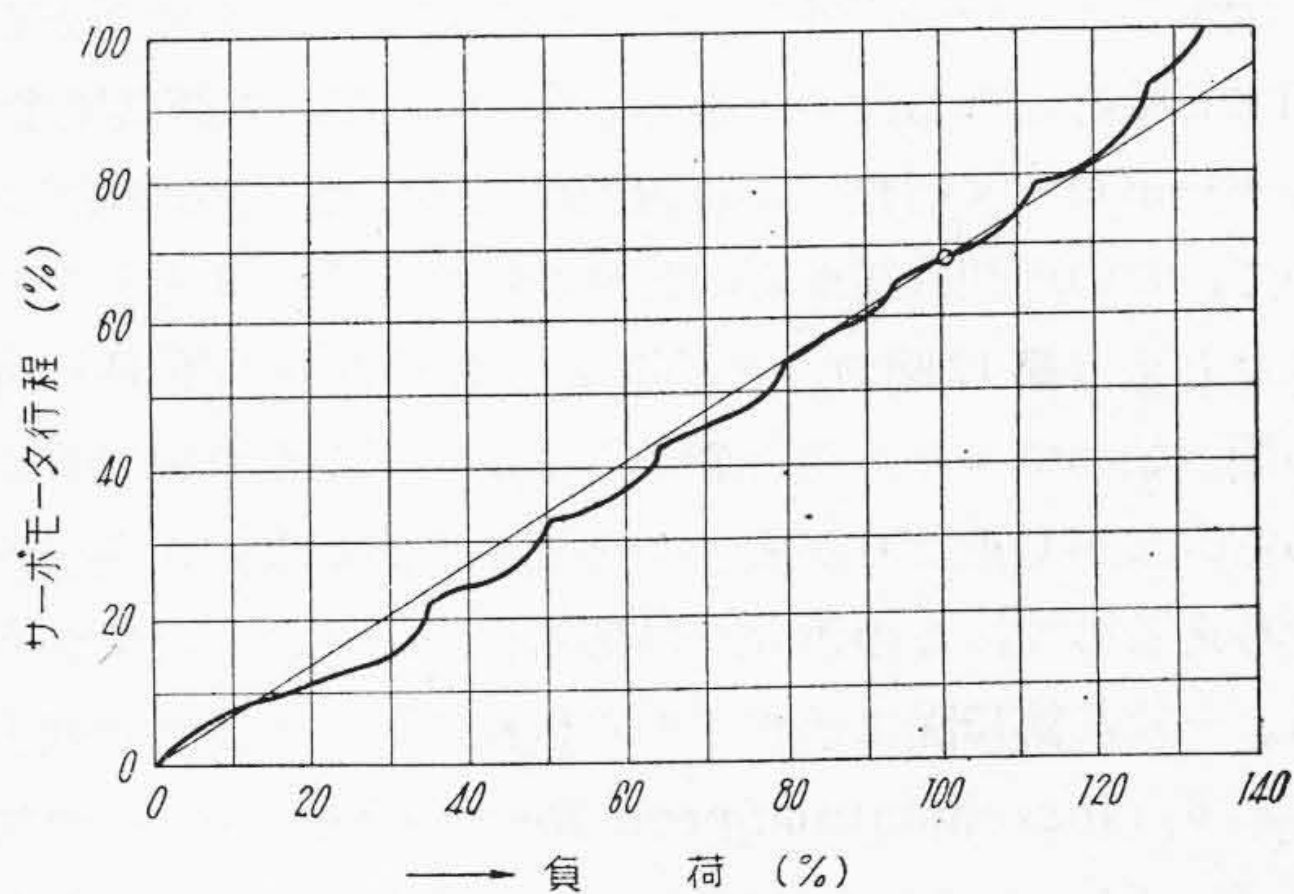
$$1.2 < M_p < 1.6 \text{ (普通 } M_p = 1.3 \text{)}$$

が最適とされている。またこの M_p を生ずる周波数 ω_p が過渡応答の速応性を表わす目安となり, ω_p の高い程系の速応性は良くなる。

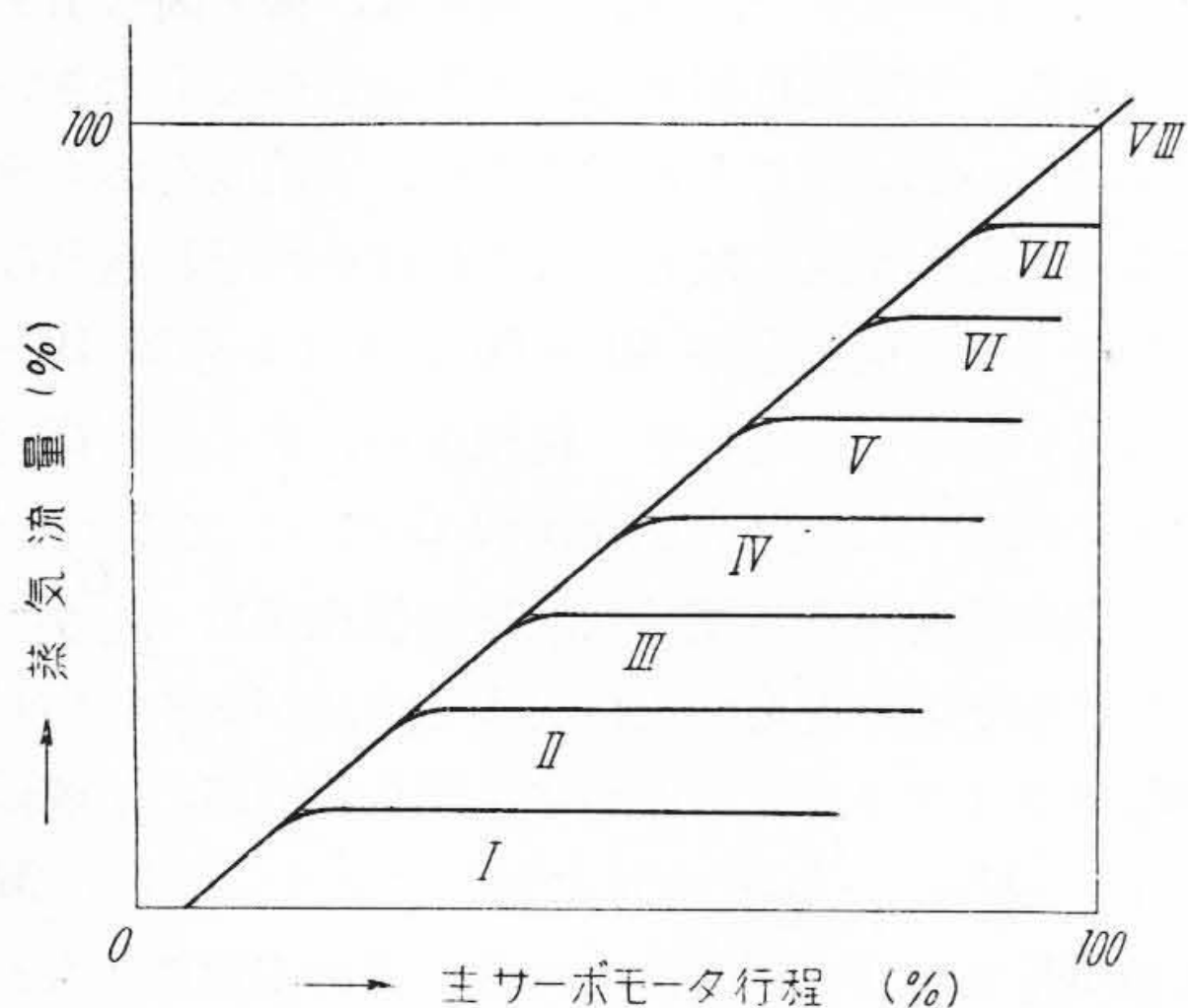
蒸気タービンの调速装置の設計に当つては複雑な機械系をできるだけ簡単でしかも精度の良い近似的な伝達函数で表わして上記の諸条件を検討するのであるが, 特に再熱タービンで前述のごとく全負荷遮断時の速度上昇を抑えるために速応性の良いことと基本負荷として安定度の良いことが強く要求されるので, 制御系の設計に当つては単に调速機のみならず全要素に対して綿密な検討を行い最適の制御がえられるよう計画するとともに長い経験を活かして製作に当らねばならない。

[VI] 加減弁からの蒸気流量とサーボモータ行程

タービンの出力が非常に大きくなるとノズル群が増し加減弁の箇数が多くなる。このため弁と弁との連結部において蒸気量が第10図に示すごとく直線から外れてしまう。この結果全体としては適当な速度変動率内にあつて

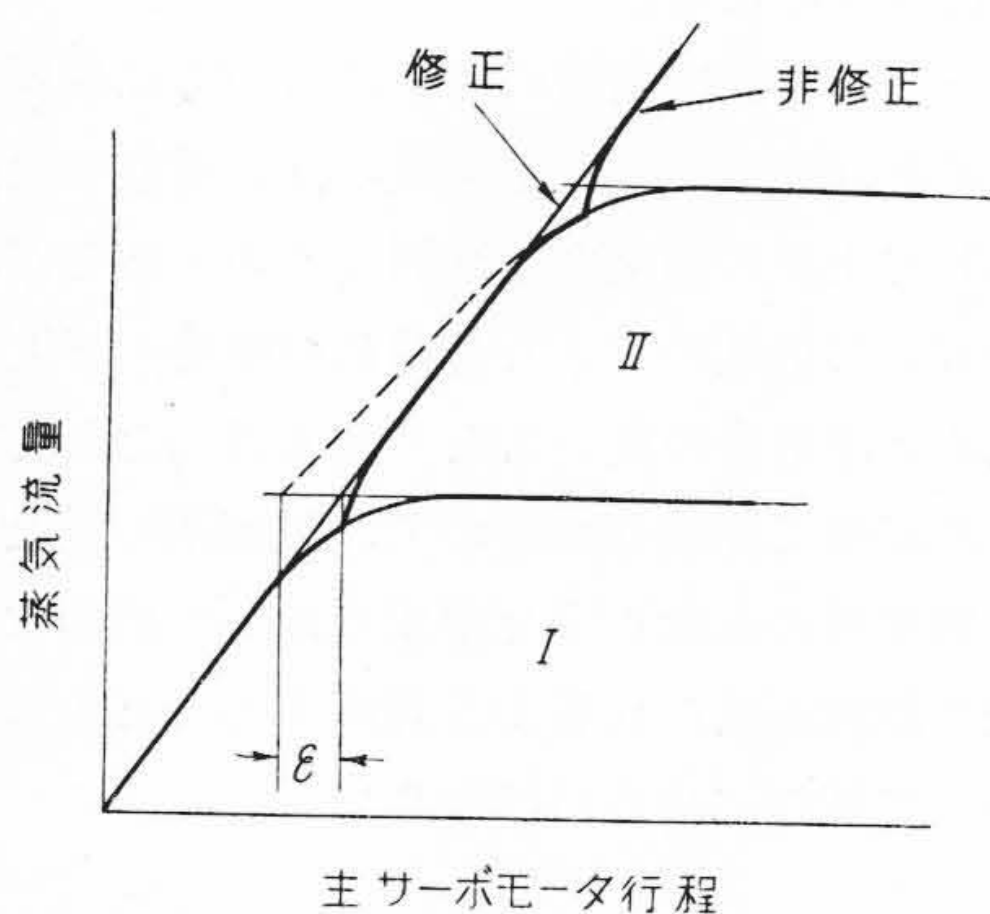


第10図 負荷曲線
Fig.10. Load Curve



第11図 主サーボモータ行程と蒸気流量との関係曲線

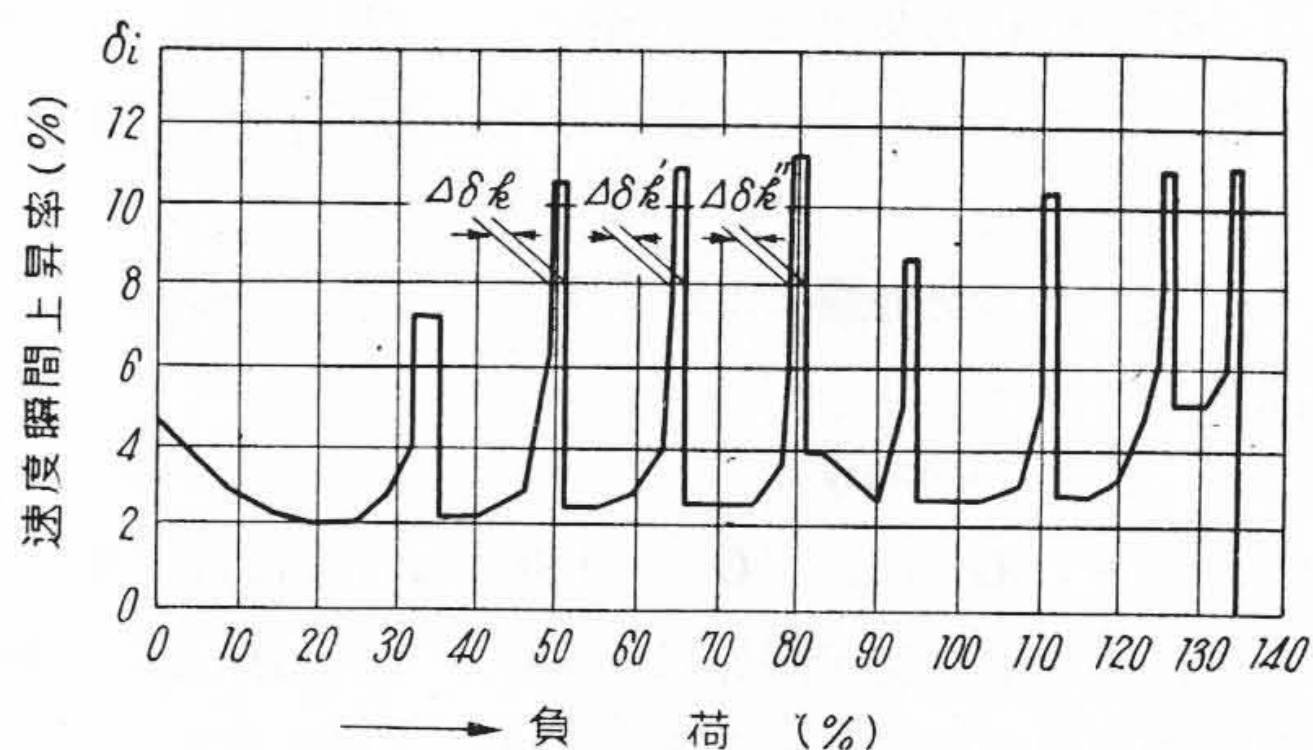
Fig.11. Relation between Main Servomotor Stroke and Steam Flow



第12図 加減弁の重なり

Fig.12. Lap of Control Valves

も直線からひどく外れた場所では変動率が局部的に非常に大きくなり、並列運転時の安定度を害し系のサイクル変動の原因となる。弁と弁との連結部でこうした乱れが出るのは加減弁の流量特性に起因する。すなわち第11図に示すごとく一つの弁ではその全開に近づくと流量が飽和する恰好となるためである。負荷(すなわち蒸気流量)とサーボモータ行程とが直線関係であることが理想であつて、この理想直線からの外れを極力小さくするためにはたとえば第12図のごとく第Iと第IIの弁が第IIの弁の開き始めで ϵ だけ重なるようにすればかなりの効果がある。しかし重なりが大きいと効率に僅かながら悪影響を与えるので、この重なりはある程度に止める必要がある。一般に第13図に示すごとく負荷に対して速度瞬間上昇率 δ_i (Incremental Speed Regulation)をとった場合 $\delta_i=8\%$ を超える山の幅 $\Delta\delta_k$, $\Delta\delta_k'$ などの総和が全負荷の25%を超えぬように重なりをきめる。このように加減弁の数が多くなると弁の調整が面倒になるがノズ



第13図 速度瞬間上昇率と負荷との関係曲線

Fig.13. Relation between Incremental Speed Regulation and Load

ルガバーニングではやむをえないことである。

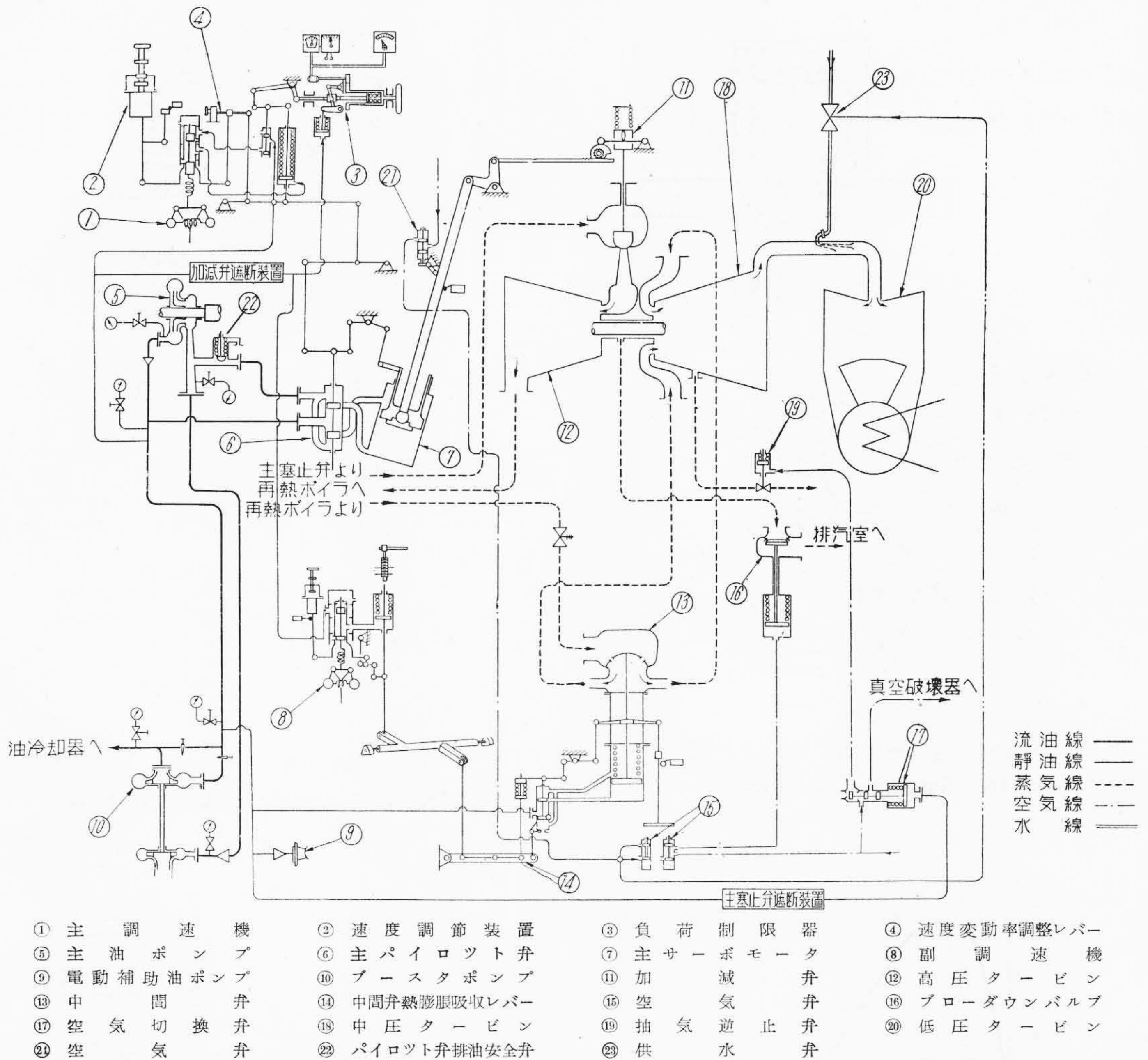
〔VII〕 調速装置の機構および各部の構造

(1) 調速機構

従来の復水タービンにおける調速機構と異り、調速機にも (1) 主調速機 (Main Speed Governor) および (2) 補助調速機 (Pre-emergency Governor) の二種類がある。主調速機は高圧加減弁を制御し、補助調速機は中間弁を制御する。第14図にその機構図を示す。主油ポンプは遠心式ポンプで吐出油量が瞬間的に大きく変わっても油圧の変化が少ないよう設計されていると同時にその圧油系統中に油タービンを設置してブースタポンプを駆動し、主油ポンプ吸込口に1~2 atgの押込圧力を保持している。今負荷遮断した際には補助調速機による中間弁の全閉時間の方が主調速機による加減弁全閉時間より0.15~0.2秒程度早いので、再熱管中の高温蒸気は安全弁より大気へ放出されるとともに一部高圧と中圧の間にあるラビリンスを通って流出して来る蒸気は放出弁 (Blowdown Valve) により低圧排気室へ放出してしまう。この安全弁の構造はスプリング均合型で、危急弁のような急激な全開全閉を行うものでないが、その理由は高圧側最終段翼の異常な曲げ応力を防止するにある。第15図にその配置を示す。

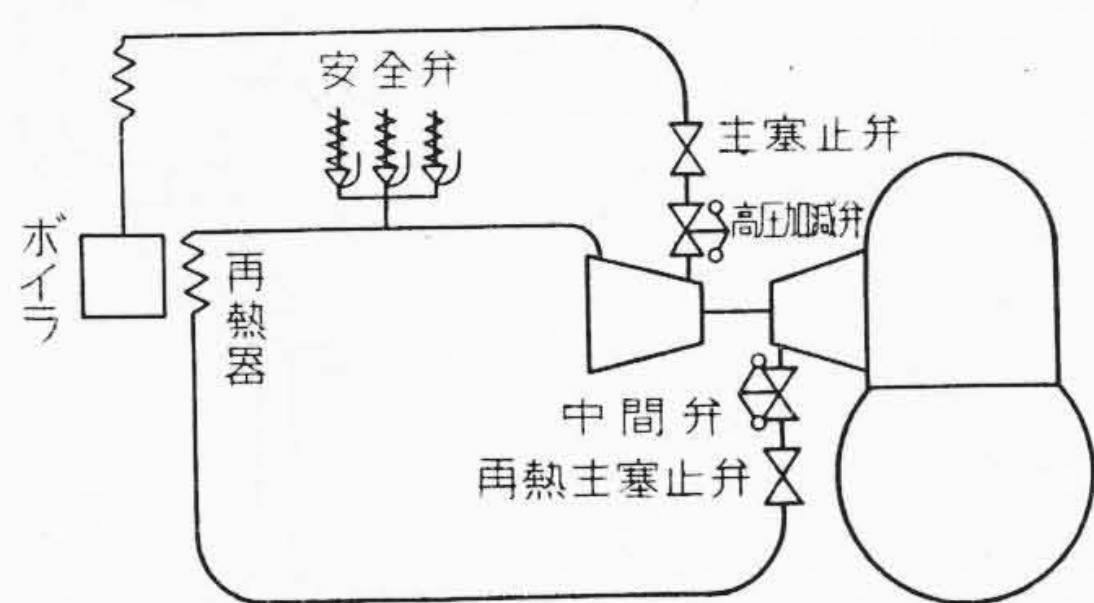
(2) 主調速機および補助調速機

上記両者の構造は全く同一であるがたゞおのおのの作動回転数が異っているだけである。2箇の遠心体が引張りスプリングで遠心力と平衡を保っている点は注目に値する。従来の調速機は大抵圧縮スプリングを用いているためどうしても特性上バックリングによる大きなヒステレシスを無くすることは不可能であつたがこれを引張りスプリングにすればほとんどこのような欠点は無くなる。またこの引張りスプリングと遠心体はナイフエッジ型球面座によつて結ばれており、無理なく連結されている。遠心体と上部のパイロット弁とはやはりスプリングによ



第14図 再熱蒸気タービン速度制御機構図

Fig. 14. Speed Controlling Mechanism of Reheat Steam Turbine

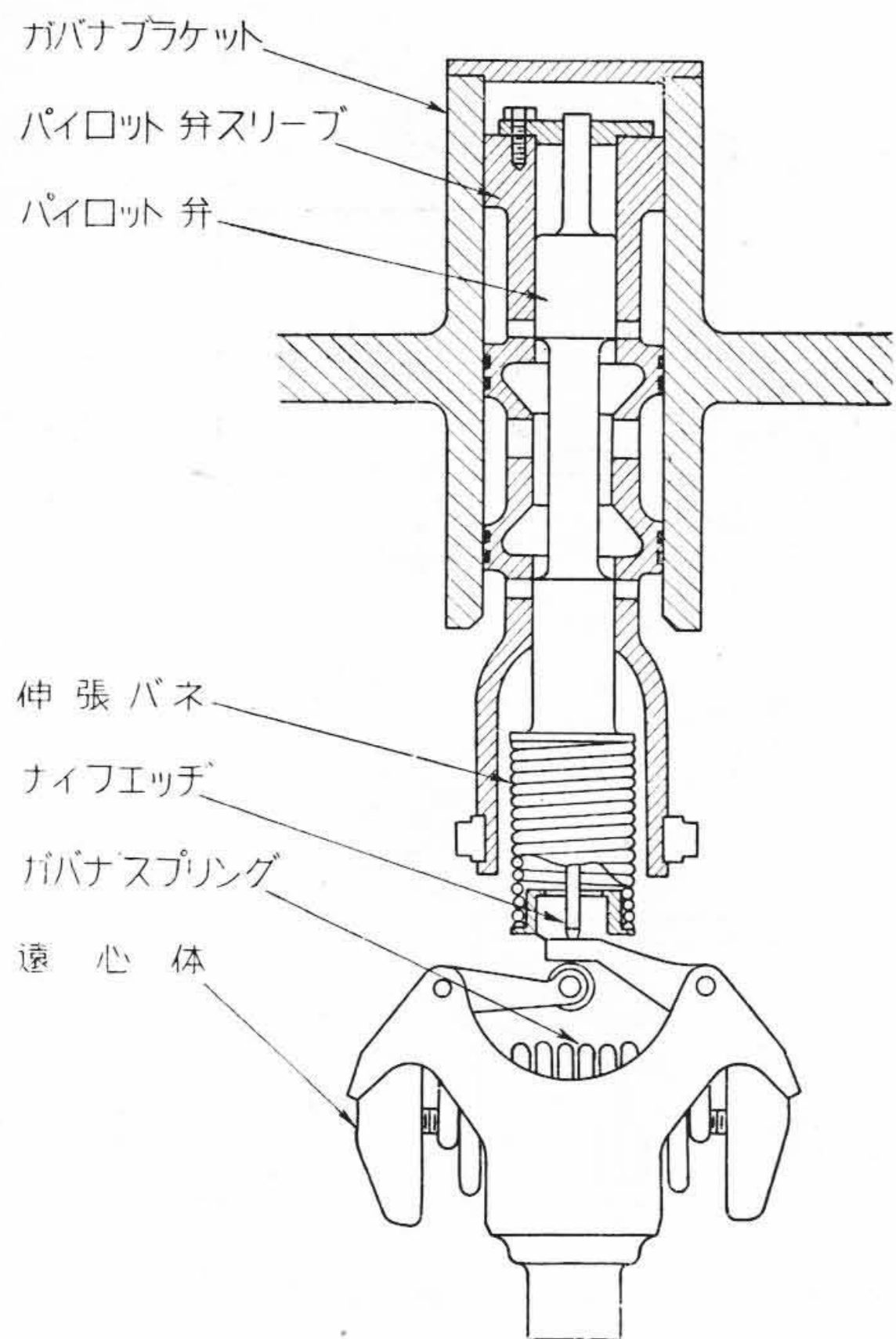


第15図 再熱蒸気タービン配管図

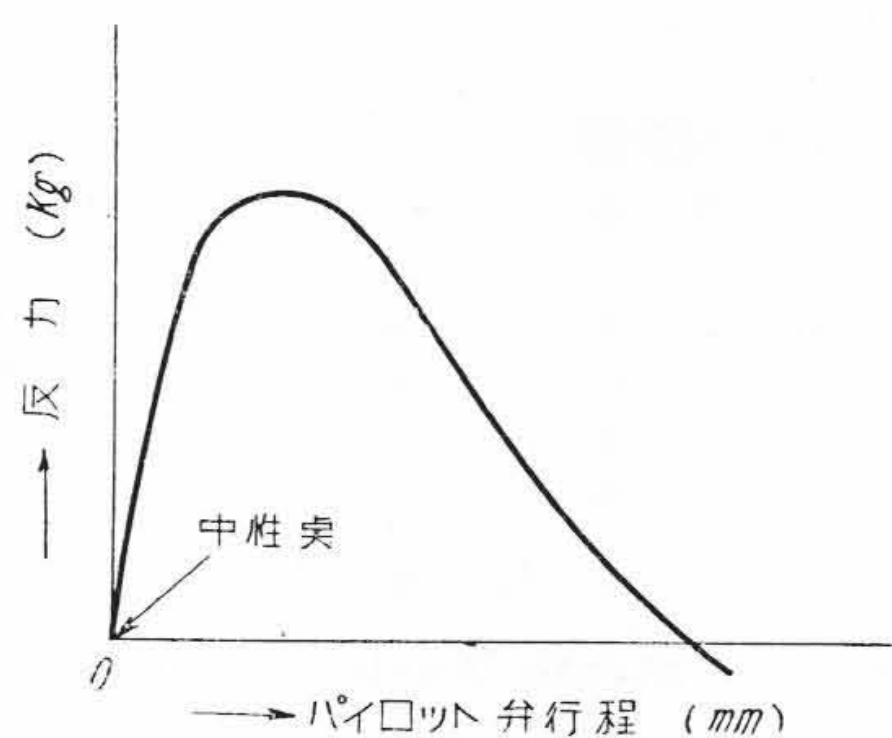
Fig. 15. Piping Diagram of Reheat Steam Turbine

つてある力で結合されているため、调速機心棒がウォームギヤーによって駆動される際の不規則な変化を吸収する。なおまたこのパイロット弁は回転しながら上下するのでその外側のスライディングスリーブとの摺動摩擦抵

抗をきわめて小さくしている。また油によるダッシュポットの効果を多少効かせて回転パイロット弁の上下方向の不規則な変動を完全に吸収するよう考慮されている。このダッシュポットはあまり強く利かせると逆に调速機の性能、特に瞬時の速度上昇に対して悪影響をおよぼすことになるので適当に調整しなければならない。最後に最も慎重に計画しなければならないことはこのように速度検出部が単なる回転パイロット弁の動きを検出している構造においてはそのポートの大きさである。これは调速機から一次サーボモータへ圧油の切り換えを行うものであり、ポートの大きさは時定数を左右するのであるが、全制御回路の安定度、速応性の観点から時定数を非常に小さくしようとしてポートの大きさを極端に大きくするとかえって失敗を招く結果となる。これはこのパイロット弁ポートの特性に起因する。

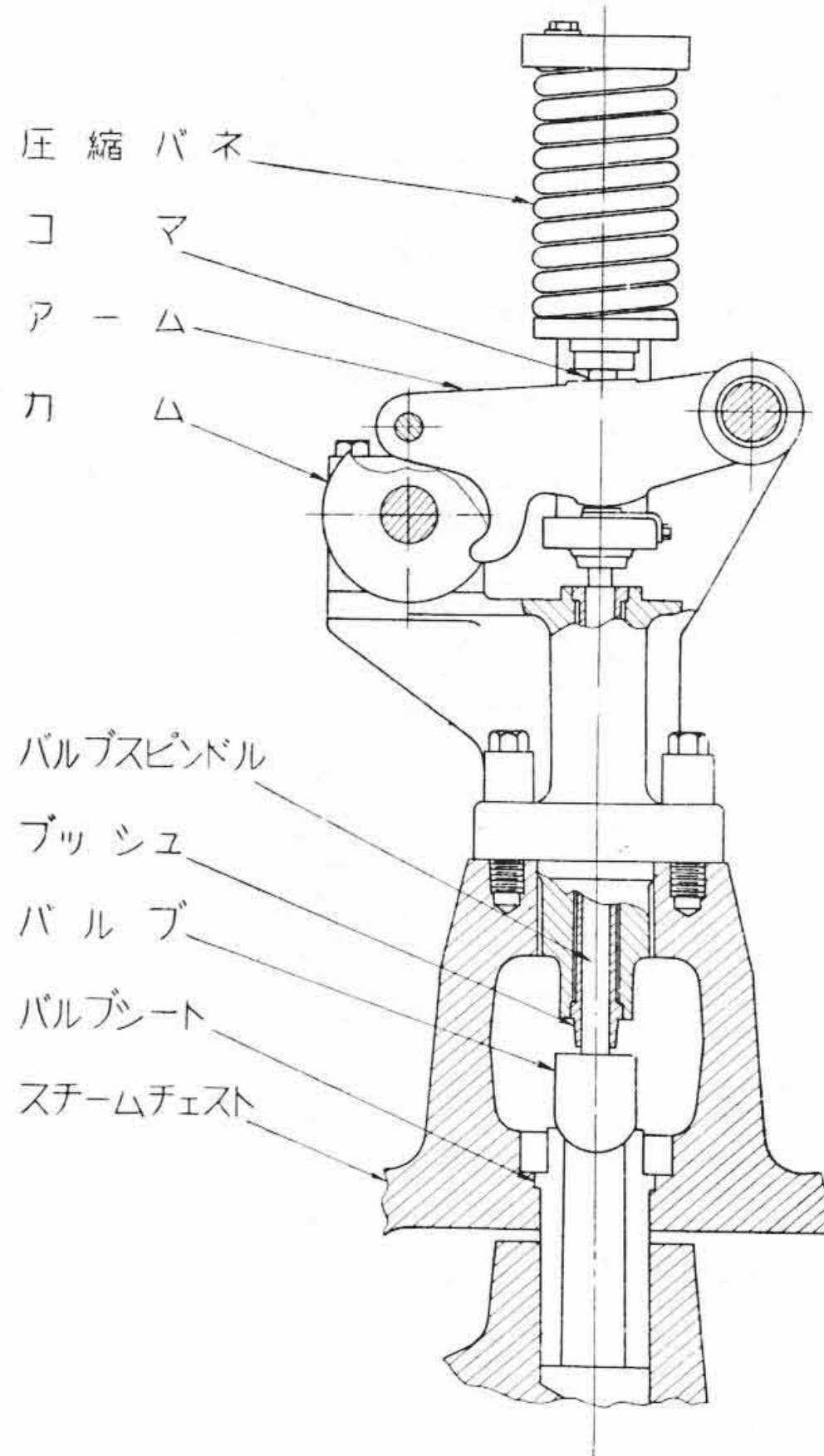


第16図 調速機組立図
Fig. 16. Assembly of Governor

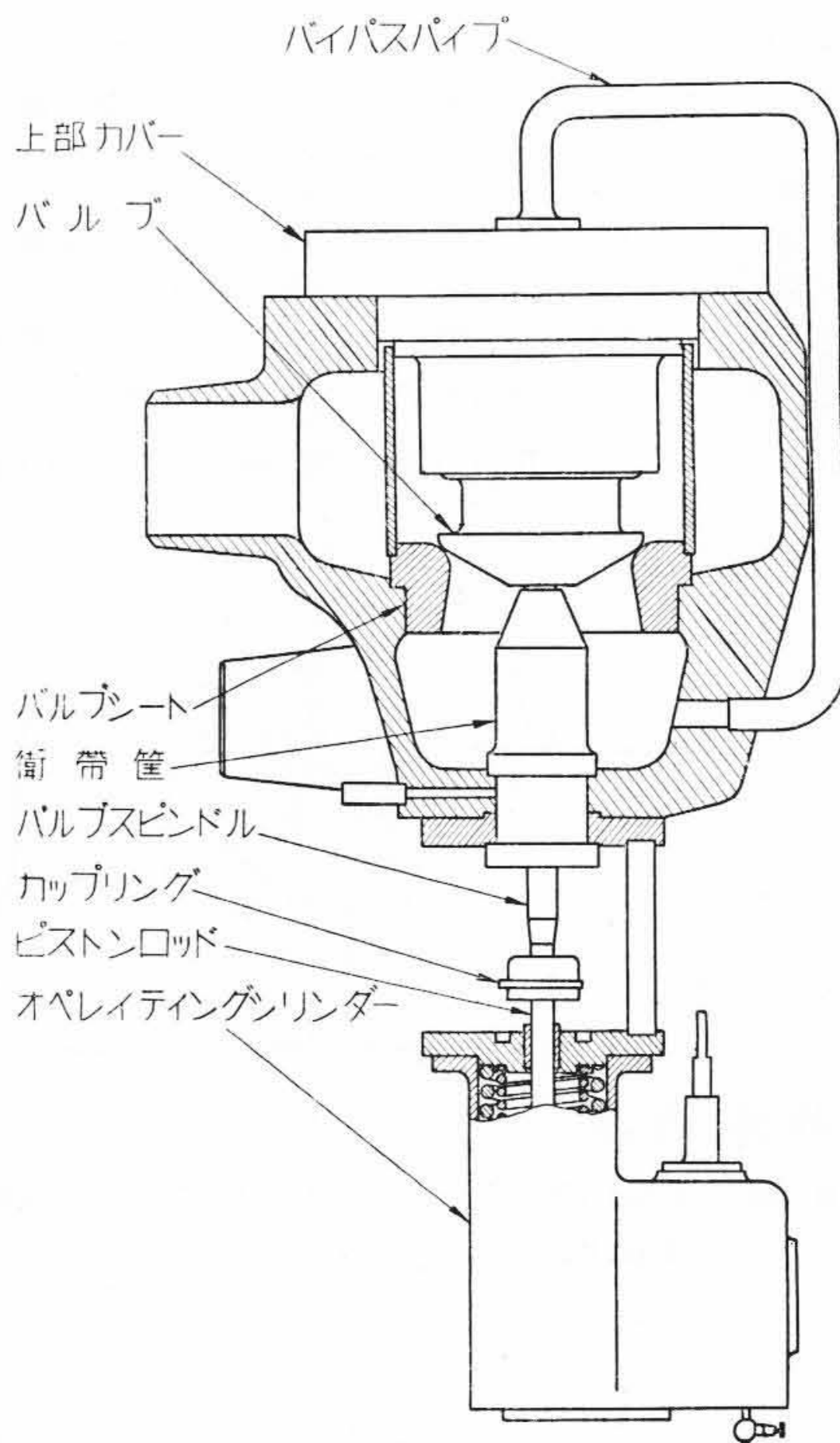


第17図 パイロット弁に作用する反力
Fig. 17. Reactive Force to Pilot Valve

第16図に示すような形状のパイロット弁では中性点を切る際に第17図に示すごとく異常な反力が起ることがある。これはかなり早い速度で油が流動する際の反力である。反力が大きければタービンの速度が変化して当然パイロット弁がこれに感じて動かねばならぬのに反力に打勝つだけの遠心力の不均衡力が発生するまでパイロット弁は応動しないことになり、鈍感なものになってしまう。パイロット弁の直径とポートの形状およびその使用範囲の大きさ等感度を良くするよう考慮して決定しないと良好な制御は実現しえない。上記を考慮して再熱タービンの調速機の感度としては0.02~0.04% (定格速度の%で表わした値) を目標とすべきであろう。



第18図 加減弁組立図
Fig. 18. Assembly of Control Valve



第19図 中間弁組立図
Fig. 19. Assembly of Intercept Valve

(3) 高圧加減弁および中間弁

蒸気状態が非常に高温になつてくるので、弁および弁棒の焼付、剝離に対する特殊な考慮が払われている。弁と弁座が密着する部分はステライト (Stellite) 溶接肉盛を施し、適当な硬度を持たせて急激な衝撃に対する靱性を高くすると同時に高温焼付を絶無ならしめている。弁は球面形とし完全にみずから弁座に坐りうるよう弁棒先端とは間隙を有する。弁座はデフューザ型で圧力損失を軽減し、蒸気室に嵌入後は固く締めつけられ蒸気漏洩のないようにしてある。内部ケーシングの熱膨脹に対しては弁座は完全に滑りうる構造である。第18図は高圧加減弁の構造を示すもので、弁棒とブッシュはともに窒化鋼を使用し窒化炉で十分表面層を窒化した後ラッピング仕上を施している。窒化部の硬度はブリネルで 1,000~800 くらいを目標とする。この窒化層が一様で硬度にむらのないことが必要であつて、若しそうでないと剝離を起してたちまち弁棒とブッシュは焼付いてしまうおそれがある。第19図は中間弁を示す。これは前述したように補助調速機によつて操作されるもので、油圧装置は蒸気部の下に設置して火災の起らぬよう考慮されてある。弁、弁座、弁棒ならびにブッシュは高圧加減弁と同じ設計であるがたゞ中間弁は一箇であるため弁口径が大きくなる。したがつて蒸気圧力の反力を軽減する必要上蒸気部にバランスデスクを設けている。負荷遮断時にはこの中間弁は急速に閉鎖する必要があるが、開く場合には緩慢でなければ到底タービンの速度を制御することができ

ない。したがつてパイロット弁は特殊な形状とし開く方向には急激に圧油が入らぬよう考慮されている。

(4) その他保安装置用として再熱塞止弁 (Reheat Stop Valve), 低負荷噴水ノズル, 抽気逆止弁など

上記諸装置は保安装置として設計されいづれも重要な役割を有するものであるが、これらは直接速度制御には関係ないから省略することにする。

〔VIII〕 結 言

以上再熱蒸気タービンの調速上の諸問題および調速装置の構造の実例について種々述べた。復水タービンと比較して最も大きな相異点は残留蒸気量である。前述のようにこの蒸気量が非常に大きくなると当然中間弁の位置をさらにタービン車室の近くに置いてできるだけ軽減する必要がある。タービンの出力が大きくなればそれに附随して使用蒸気もより高圧高温となり、ますます残留蒸気のエネルギーは大きくなるので、大体 100,000 kW 以上の再熱タービンになると中間圧部の蒸気室に直接中間弁を設置してちようど高圧加減弁と同じ構造とし、負荷遮断時の速度上昇をできるだけ低くするよう考慮する必要がある。

(注) 秦野: 蒸気タービンの調速機特性, 日本機械学会誌 58巻 436号 P. 369 (昭 30-5)



特 許 と 新 案

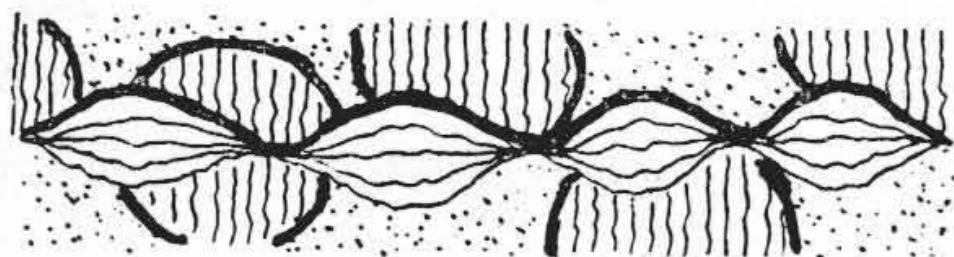


最近登録された日立製作所の特許および実用新案

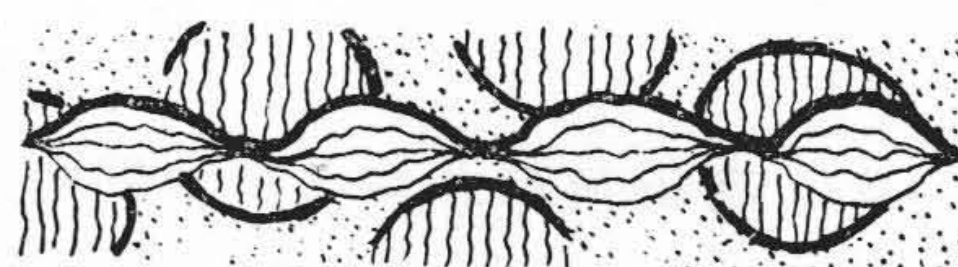
(その1)

区 別	登録番号	名 称	工 場 別	氏 名	登録年月日
特 許	213064	電 機 器 に お け る ク ー ラ ー 給 水 装 置	日 立 工 場	滑 川 清	30. 4. 22
"	213065	高 圧 筒 型 可 溶 遮 断 器	日 立 工 場	高 橋 健 造	"
"	213067	電 気 絶 縁 処 理 方 法	日 立 工 場	日 月 紋 次	"
"	213061	液 体 自 動 計 量 装 置	笠 戸 工 場	阿 高 谷 健一郎	"
"	213068	連結運転ケーブルカーの油圧式制動装置	笠 戸 工 場	藤 井 大 蔵 太郎	"
"	213062	多 段 ウ ェ ス コ ポ ン プ	亀 有 工 場	高 森 恒 男	"
"	213063	回 転 圧 縮 機 の 改 良	川 崎 工 場	徳 島 子 良 士	"
特 許	213046	真 空 管 陽 極 用 純 鉄 の 処 理 方 法	茂 原 工 場	大 貫 康 志	30. 4. 22
				伊 地 山 昇	

(第10頁へ続く)



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2)

(第9頁から続く)

区 別	登録番号	名 称	工 場 別	氏 名	登録年月日
特 許	213045	絶 縁 電 線	日立電線工場	間 萩 瀬 喜 好 萩 谷 野 幸 仁 高 野 憲 夫 小 林 清 三 郎	30. 4. 22
"	213044	永 久 磁 石 鋼	安 来 工 場	小 柴 定 雄 西 沼 輝 美	"
"	213066	高 速 用 球 軸 受 潤 滑 装 置	中央研究所	須 藤 卓 郎	"
特 許	213069	螢 光 体	中央研究所	青 木 米 作 伴 野 正 美	30. 4. 22
実用新案	427373	灰 溜 器	日 立 工 場	内 藤 正 二	30. 4. 21
"	427374	火 床 仕 切	日 立 工 場	杉 沼 八 郎	"
"	427387	絞 り 装 置	日 立 工 場	古 渡 賢 助	"
"	427393	回 転 軸 の 多 段 水 密 パ ッ キ ン 装 置	日 立 工 場	佐 々 木 精 治	"
"	427398	自 動 連 結 器 自 動 開 放 確 認 装 置	日 立 工 場	小 栗 定 一	"
"	427399	高 低 電 圧 区 間 に 出 入 す る 電 気 車 の 機 器 保 安 装 置	日 立 工 場	高 村 正 夫	"
"	427400	車 輻 用 自 動 連 結 器 開 放 装 置	日 立 工 場	滑 川 清	"
"	427402	豎 軸 回 転 電 機 の 上 部 軸 受 支 持 装 置	日 立 工 場	小 野 崎 一 男	"
"	427421	計 器 用 変 成 器	日 立 工 場	安 藤 卓 郎	"
"	427422	排 気 装 置 の 封 緘 部	日 立 工 場	木 村 鐘 治 鈴 木 国 雄	"
"	427423	複 流 発 電 機 の 電 機 子	日 立 工 場	坪 伊 藤 秀 雄 伊 藤 舜 二	"
"	427424	密 閉 型 ブ ッ シ ン グ	日 立 工 場	寺 島 菊 二	"
"	427425	多 数 サ ー ボ モ ー タ の 並 列 操 作 お よ び 任 意 解 列 機 構	日 立 工 場	鮎 伊 藤 秀 晃 夫 二	"
"	427432	マ ル チ サ イ ク ロ ン の 収 塵 装 置	日 立 工 場	田 中 健 太 郎	"
"	427434	変 圧 器 油 保 存 器	日 立 工 場	渡 辺 政 寅 己 沢 幡 寅 治	"
"	427437	直 流 高 電 圧 発 生 装 置	日 立 工 場	和 田 正 脩	"
"	427438	自 動 加 減 抵 抗 器	日 立 工 場	今 橋 駒 一	"
"	427439	豎 軸 水 車 発 電 機 微 動 装 置	日 立 工 場	滑 川 清	"
"	427443	冷 却 扇 の 着 脱 操 作 装 置	日 立 工 場	豊 田 宏	"
"	427446	刷 子 保 持 装 置	日 立 工 場	桑 原 繁 太 郎 斐 沢 功	"
"	427447	豎 軸 回 転 電 機 の 推 力 軸 受	日 立 工 場	滑 川 清	"
"	427448	球 軸 受 給 油 装 置	日 立 工 場	斐 沢 功 男 小 野 崎 一	"
"	427453	セ グ メ ン ト 式 案 内 軸 受	日 立 工 場	滑 川 清	"
"	427456	推 力 軸 受	日 立 工 場	長 尾 善 右 衛 門	"
"	427388	車 輻 連 結 装 置	笠 戸 工 場	高 森 恒 男 金 子 良 士	"
"	427392	パ ル プ グ ラ イ ン ダ ー 用 砥 石	笠 戸 工 場	大 橋 剛	"
"	427395	パ ル プ グ ラ イ ン ダ ー の ポ ケ ッ ト	笠 戸 工 場	大 橋 剛	"
"	427405	防 爆 内 燃 機 関 用 ピ ス ト ン	笠 戸 工 場	井 上 実	"
"	427380	ケ ー ブ ル 起 重 機 用 バ ケ ッ ツ 位 置 表 示 装 置	亀 有 工 場	松 崎 直 忠	"
実用新案	427381	ギ ャ カ プ リ ン グ	亀 有 工 場	林 小 山 文 達 也 夫	30. 4. 21