

鶴崎共同動力株式会社鶴崎事業所納

28,000 kW 二段抽気復水タービンの新しい電子油圧式ガバナ

An Advanced Electro-Hydraulic Governor of the 28,000 kW Double Automatic Extraction Condensing Turbine for the Tsurusaki Power Station of the Tsurusaki Kyodo Doryoku Co.

柴藤英造* 有江亮介* 岸上孝**
Eizō Shibatō Ryōsuke Arie Takashi Kishigami

要 旨

昭和43年12月、国内初の電子油圧式ガバナ実装の自家発電用大形蒸気タービンが好調に営業運転を開始した。本装置は、さきに報告した試作装置の実機負荷試験結果に基づいて設計、製作されたものであり、本装置の完成によりわが国も本格的に電子油圧式ガバナの時代を迎えたことになる。

本報告は、純国産技術により完成された電子油圧式ガバナの概要と、その特性を確認するために行なった種類の試験結果およびその優秀性について述べたものである。

1. 緒 言

すでに報告したように、日立製作所では関係各方面のご好意により、次の時代の蒸気タービン制御装置の主流を占めるであろう電子油圧式ガバナ (Electro-Hydraulic Governor, 略称 EHG) を、昭和電工株式会社横浜工場納め 3,600 kW 抽気背圧タービンに実装し、その優秀性を確認するとともにその問題点を明確にすることができた。さらにまた、この方面の開発が特に進んでいるアメリカ GE 社の状況なども詳しく調査した結果、ほとんど唯一の問題点であった信頼性の点でもじゅうぶんなる自信が得られたので、実機採用に踏み切ったものである。

今回納入した電子油圧式ガバナ実装の二段抽気復水タービンは、これらの結果に基づいて純国産技術により開発した制御装置で、昭和43年12月官庁立会試験を好評裏に終了し、営業運転を開始したものであり、鶴崎地区石油化学コンビナートの電力および蒸気供給源として重要な地位を占めるものである。

日立製作所においては、これまで従来の機械油圧式ガバナによる二段抽気形タービンで数多くの実績を持ち、それらがじゅうぶん満足できる性能を有していることを確認していたが、今回完成した電子油圧式ガバナは、その制御性能はもちろんのこと、運転取り扱いの面でも従来の機械油圧式ガバナよりもはるかに優秀なものであり、次に予想されるタービンプラントの全自動化には好適のものであることを確認した。すでにアメリカにおいては、電子油圧式ガバナの全盛時代を迎えつつあるが、わが国においても、ここ数年でほぼ同様の傾向をたどることが予想され、さらに計算機と結びついた無人発電所も夢ではなくなるであろう。

なお本装置は、試作機以来、昭和電工株式会社ならびに鶴崎共同動力株式会社関係各位の絶大なるご支援のもとに完成したものである。

2. 二段抽気復水タービンの概要

2.1 はじめに

営業運転を開始した二段抽気復水タービン発電機の全景を図1に示す。

衆知のように、周波数と高圧抽気圧力および低圧抽気圧力をそれぞれ相互に干渉せず独立に制御できることが二段抽気復水タービンの利点であり、電気出力と高圧抽気量および低圧抽気量を安定に供給する必要があるプロセスにおいては、減圧減温装置によるエネル

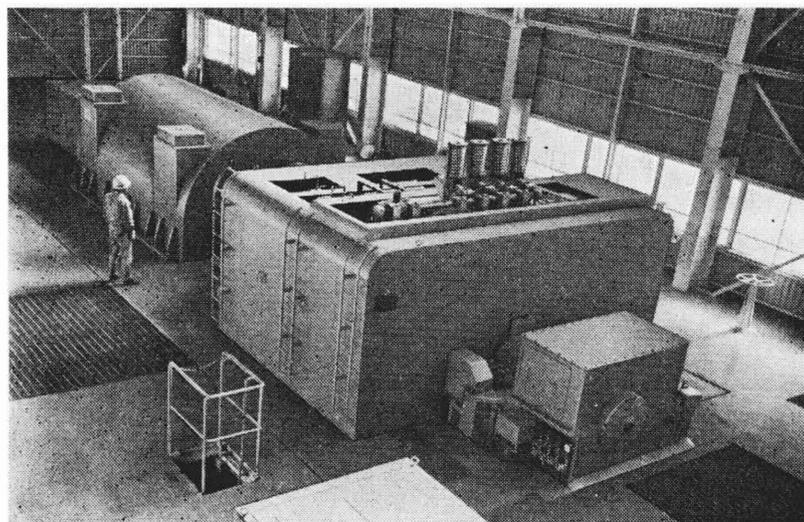


図1 鶴崎共同動力株式会社鶴崎事業所納
蒸気タービン発電機全景

ギーの損失を招くことがないのできわめて有利である。このため、日立製作所においても同形式のタービンを数多く納入し、良好な運転結果を得ている。しかしながら、これは一段抽気タービンのスリー・アーム機構を二重にしたダブル・スリー・アームと呼ばれるレバー機構をその主要制御要素とする機械油圧式ガバナによるものであり、その調整がかなり複雑で、運転操作も自動化を考えると必ずしも容易ではなく、複雑な制御動作を要求されるプラントには適応がむずかしいという欠陥を持っており、信頼性および経済性さえじゅうぶんならば、電子油圧式ガバナはるかにすぐれていることは言うまでもない。

2.2 蒸気タービン・プラントの概要

本プラントは、他のプロセスに与える影響が大きいことから、28,000 kW の電気出力と高圧、低圧の二段の圧力の蒸気を安定かつ経済的に供給する必要がある。このため、図2に示すバイパス系統がありタービンがトリップした場合でも、直ちにプロセスへ供給される蒸気系統はバックアップされる。このことは、正常運転中、タービン制御装置がバイパス制御装置と干渉を起こさないように、精密かつ迅速な制御機能を持つことを要求し、これにこたえるためと、将来同様のプラントがもう一機追設された場合の負荷・抽気量の経済分担制御とを考慮して、電子油圧式ガバナの採用が決定された。

これらのバイパス系統とタービンの抽気系統の切換特性は、負荷遮断試験時に、きわめて優秀であることが確認された。

なお、蒸気タービン・プラントの基本仕様は下記のとおりであるが、プラントより要求される運転状態の大幅な変化に対応するために、各部が弾力性を持っており、特に低圧抽気加減弁には過負荷弁が設けられている。

* 日立製作所日立工場

** 日立製作所国分工場

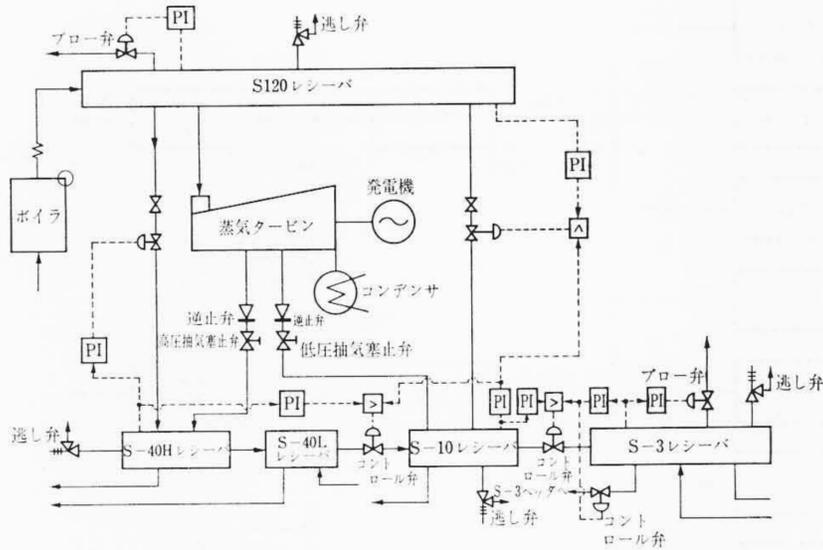


図2 蒸気配管系統図

- 形式: 日立衝動式二段抽気復水タービン
- 出力: 28,000 kW
- 回転数: 3,600 rpm
- 蒸気条件: 入口 120 kg/cm²g 530°C
排気 720 mmHg
- タービン段数: 高压 4段, 中压 4段, 低压 9段
- 加減弁: 高压 4個 カムリフト式
中压 4個 パーリフト式
低压 5個 パーリフト式 (含過負荷弁1個)

潤滑油系統は図3に示すとおりで、後述の制御油系統とは完全に分離されているが、非常调速機が働いて潤滑油系統にはいる危険遮断装置が切り換わった場合は、この動きと機械的に連動するメカニカル遮断弁によって確実に制御油圧系統を切り換え、主塞止弁を急閉させる点で両者は連結されている。

加減弁および主塞止弁は、後述の制御油圧装置よりの高压油により駆動されるので、従来の約1/3に小形化されている。

3. 電子油圧式ガバナの概要

3.1 はじめに

電子油圧式ガバナは、検出、増幅および演算を行なう電子制御装置 (Electronic Control Unit) と、その出力信号をうけてタービン各段の蒸気流量を制御する加減弁および同駆動装置 (Control Valves and Actuators) および駆動油圧を発生する制御油圧供給装置 (Hydraulic Power Supply Unit) よりなっている。なお、概略の制御系統は図4に示すとおりである。

3.2 電子制御装置

3.2.1 二段抽気復水タービン制御の基本

二段抽気復水タービンにおいては図4に示すように、主塞止弁を通ったボイラからの蒸気が、入口加減弁 (V₁) を経て、タービン高压段で仕事をしつつ膨張し、高压抽気加減弁 (V₂) に至る。ここで、高压抽気としての一部の蒸気はプロセス作業に利用され、残りは V₂ を経て、タービン中压段で仕事をしたのち、低压抽気加減弁 (V₃) に至り、一部は低压抽気としてプロセス作業用に利用される。残りは V₃ を経て、タービン低压段で仕事をしたのち、復水器で復水され、再びボイラへとどるのが蒸気循環系統の基本である。

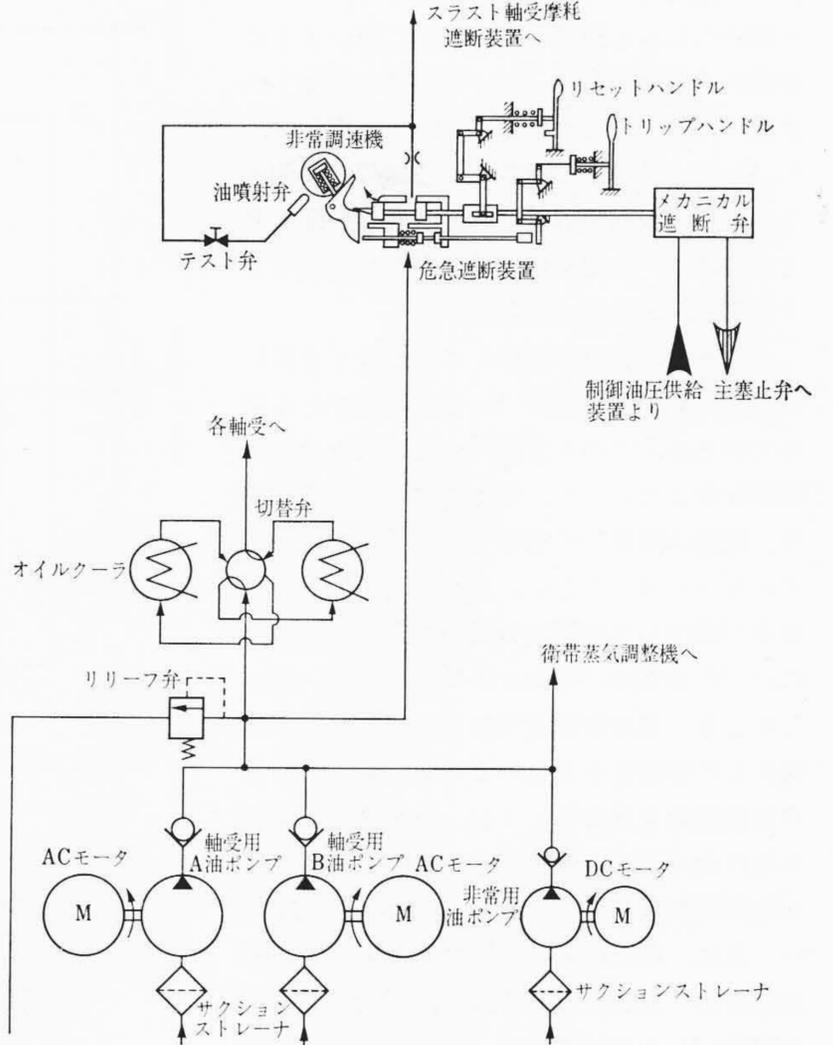


図3 滑潤油および危険遮断装置系統図

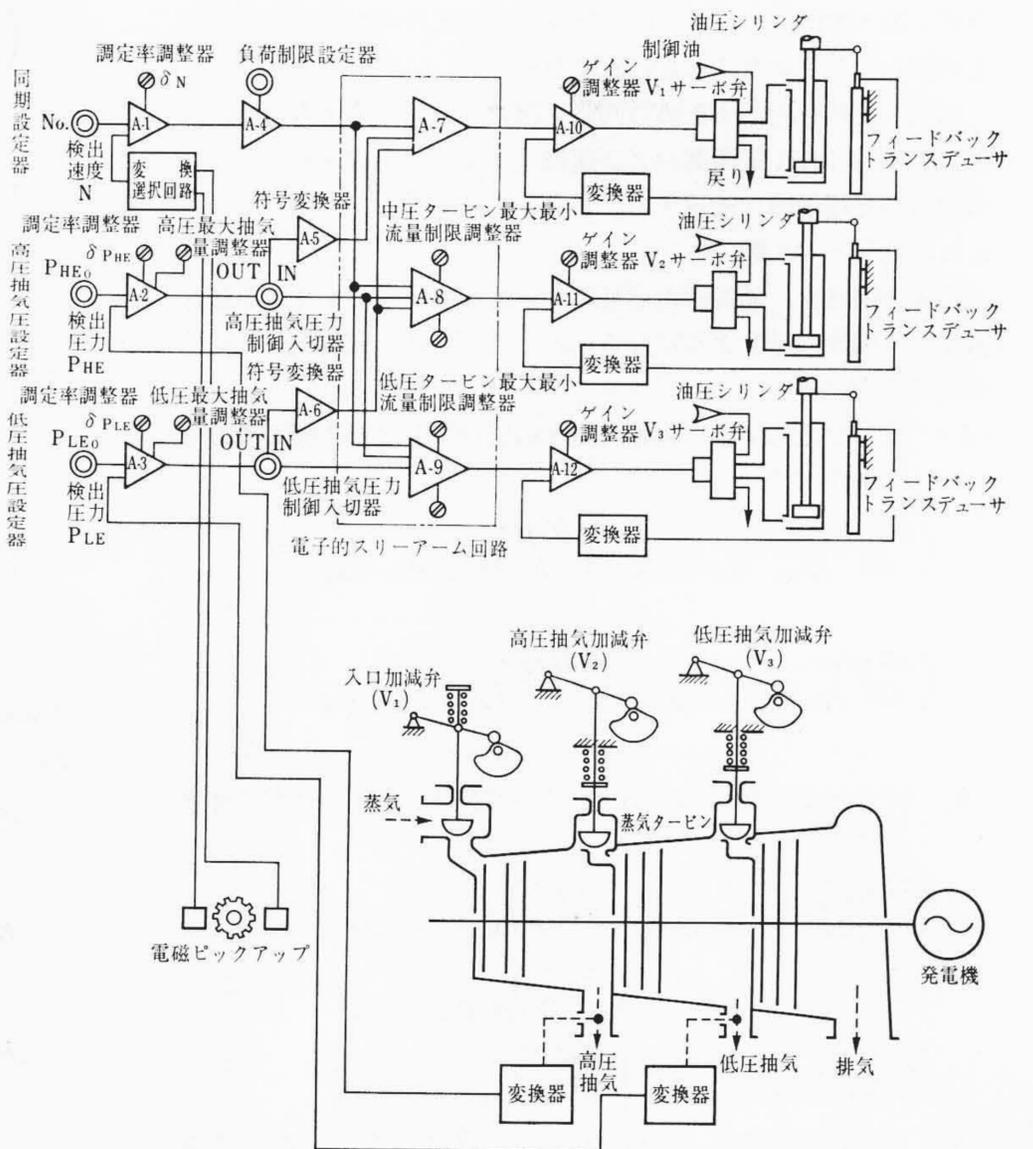


図4 二段抽気復水タービン電子油圧式ガバナ制御系統図

このような二段抽気復水タービンにおいて制御すべき量すなわち制御量は、タービン回転数 (あるいは負荷), 高压抽気圧力および

び低圧抽気圧力の三つの量であって、これらを同時にしかも相互に干渉が生じないように制御する必要がある。この制御量を満足すべき値に保持するための量すなわち操作量は、 V_1, V_2 および V_3 で示される各加減弁の開度であって、制御量偏差と各加減弁の動作方向との間には、上記条件を満たすために次のような関係がなければならない。

すなわち、負荷が減少して回転数が上昇した場合、 V_1, V_2 および V_3 の全加減弁とも閉めてやるが、このとき高圧および低圧抽気に影響を与えないよう、各加減弁の開度変化量は、流量に換算して相等しくなるように計画されなければならない。また、高圧抽気の使用量が減少して高圧抽気圧力が上昇した場合には、 V_1 を閉め、 V_2 および V_3 を開けてやる。このとき、他の制御量である回転数と低圧抽気圧力に影響を与えないように、 V_2 と V_3 との流量変化を互に等しくし、かつタービン高圧段における出力減少量と中・低圧段における出力増加量とを等しくしなければならない。次に、低圧抽気の使用量が減少して低圧抽気圧力が上昇した場合には、 V_1 および V_2 を閉め、 V_3 を開けてやる。このとき、回転数と高圧抽気圧力に影響を与えないように、 V_1 と V_2 とは等しい流量分だけ閉まり、かつタービン高・中圧段における出力減少と、低圧段における出力増加とが等しくなるようにしなければならない。

以上の関係を満たすための回路が図4の上部に示すもので、制御演算部、検出部、電源部および運転操作部より構成されている。本回路の詳細説明は後述する。

3.2.2 ゲイン配布

図4の回路を、制御誤差信号に与えるゲインについてのみ抜き出すと、図5に示すようになる。ここで、前述の制御条件に対する関係式を導くと、

(1) 出力変化 (ΔN) によって高・低圧抽気流量が影響を受けない条件

$$\left(\frac{\partial G_{HP}}{\partial N}\right)_{P_{HE}, P_{LE}=\text{const}} - \left(\frac{\partial G_{IP}}{\partial N}\right)_{P_{HE}, P_{LE}=\text{const}} = 0 \quad \dots (1)$$

$$\left(\frac{\partial G_{IP}}{\partial N}\right)_{P_{HE}, P_{LE}=\text{const}} - \left(\frac{\partial G_{LP}}{\partial N}\right)_{P_{HE}, P_{LE}=\text{const}} = 0 \quad \dots (2)$$

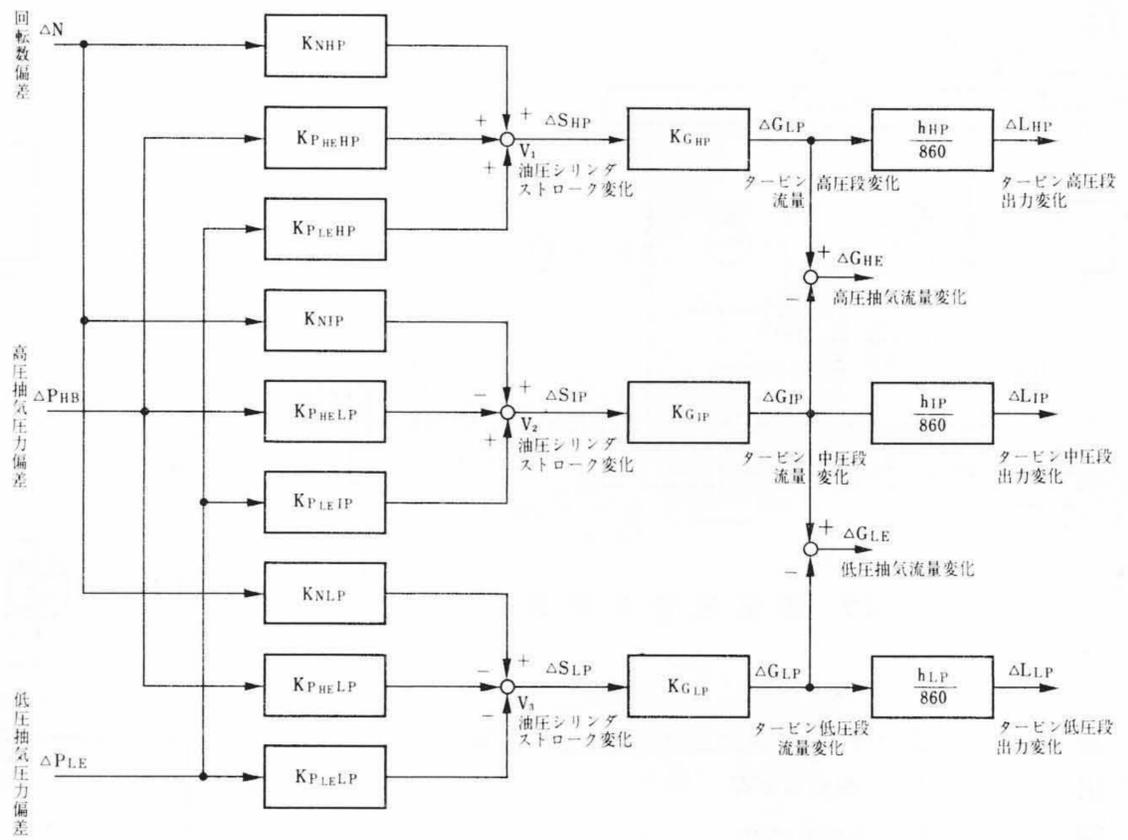
(2) 高圧抽気量変化 (ΔP_{HE}) によって出力、低圧抽気量が影響を受けない条件

$$\left(\frac{\partial L_{HP}}{\partial P_{HE}}\right)_{N, P_{LE}=\text{const}} + \left(\frac{\partial L_{IP}}{\partial P_{HE}}\right)_{N, P_{LE}=\text{const}} + \left(\frac{\partial L_{LP}}{\partial P_{HE}}\right)_{N, P_{LE}=\text{const}} = 0 \quad \dots (3)$$

$$\left(\frac{\partial G_{IP}}{\partial P_{HE}}\right)_{N, P_{LE}=\text{const}} - \left(\frac{\partial G_{LP}}{\partial P_{HE}}\right)_{N, P_{LE}=\text{const}} = 0 \quad \dots (4)$$

(3) 低圧抽気量変化 (ΔP_{LE}) によって出力、高圧抽気量が影響を受けない条件

$$\left(\frac{\partial L_{HP}}{\partial P_{LE}}\right)_{N, P_{HE}=\text{const}} + \left(\frac{\partial L_{LP}}{\partial P_{LE}}\right)_{N, P_{HE}=\text{const}} + \left(\frac{\partial L_{LP}}{\partial P_{LE}}\right)_{N, P_{HE}=\text{const}} = 0 \quad \dots (5)$$



K_N : 速度信号に対するゲイン (mm/rpm)
 $K_{P_{HE}}$: 高圧抽気圧力信号に対するゲイン (mm/kg/cm²)
 $K_{P_{LE}}$: 低圧抽気圧力信号に対するゲイン (mm/kg/cm²)
 ΔS : 油圧シリンダストローク変化 (mm)
 K_G : 油圧シリンダストローク変化に対する流量変化のゲイン (kg/h/mm)
 ΔG : 蒸気流量変化 (kg/h)
 h : 有効熱落差 (kcal/kg)
 ΔL : タービン出力変化 (kW)
 サフィクス HP, IP, LP はそれぞれタービン高圧段, 中圧段, 低圧段に, HE, LE はそれぞれ高圧抽気, 低圧抽気に対するものを示す

図5 ゲイン配分図

$$\left(\frac{\partial G_{HP}}{\partial P_{LE}}\right)_{N, P_{HE}=\text{const}} - \left(\frac{\partial G_{IP}}{\partial P_{LE}}\right)_{N, P_{HE}=\text{const}} = 0 \quad \dots (6)$$

(4) 平衡条件

$$\left(\frac{\partial L}{\partial N}\right)_{P_{HE}, P_{LE}=\text{const}} = \left(\frac{\partial L_{HP}}{\partial N}\right)_{P_{HE}, P_{LE}=\text{const}} + \left(\frac{\partial L_{IP}}{\partial N}\right)_{P_{HE}, P_{LE}=\text{const}} + \left(\frac{\partial L_{LP}}{\partial N}\right)_{P_{HE}, P_{LE}=\text{const}} \quad \dots (7)$$

$$\left(\frac{\partial G_{HE}}{\partial P_{HE}}\right)_{N, P_{LE}=\text{const}} = \left(\frac{\partial G_{HP}}{\partial P_{HE}}\right)_{N, P_{LE}=\text{const}} - \left(\frac{\partial G_{IP}}{\partial P_{HE}}\right)_{N, P_{LE}=\text{const}} \quad \dots (8)$$

$$\left(\frac{\partial G_{LE}}{\partial P_{LE}}\right)_{N, P_{HE}=\text{const}} = \left(\frac{\partial G_{IP}}{\partial P_{LE}}\right)_{N, P_{HE}=\text{const}} - \left(\frac{\partial G_{LP}}{\partial P_{LE}}\right)_{N, P_{HE}=\text{const}} \quad \dots (9)$$

となるが、これを同一偏差信号に対するゲインに関して整理すると、

$$K_{NHP}' = \frac{K_{NHP}}{\Delta L} = \frac{1}{K_{GHP}} \cdot \frac{860}{h_{HP} + h_{IP} + h_{LP}} \quad \dots (10)$$

$$K_{NIP}' = \frac{K_{NIP}}{\Delta L} = \frac{1}{K_{GIP}} \cdot \frac{860}{h_{HP} + h_{IP} + h_{LP}} \quad \dots (11)$$

$$K_{NLP}' = \frac{K_{NLP}}{\Delta L} = \frac{1}{K_{GLP}} \cdot \frac{860}{h_{HP} + h_{IP} + h_{LP}} \quad \dots (12)$$

$$K_{P_{HE}HP}' = \frac{K_{P_{HE}HP}}{\Delta G_{HE}} = \frac{1}{K_{GHP}} \cdot \frac{h_{IP} + h_{LP}}{h_{HP} + h_{IP} + h_{LP}} \quad \dots (13)$$

$$K_{P_{HE}IP}' = \frac{K_{P_{HE}IP}}{\Delta G_{HE}} = \frac{1}{K_{GIP}} \cdot \frac{h_{HP}}{h_{HP} + h_{IP} + h_{LP}} \quad \dots (14)$$

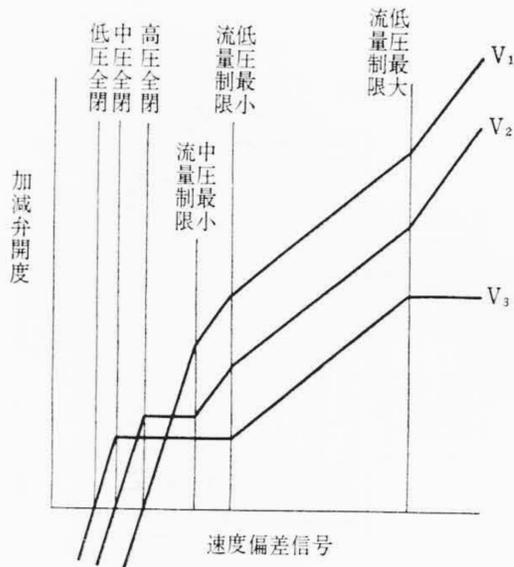


図6 速度偏差信号に対する特性

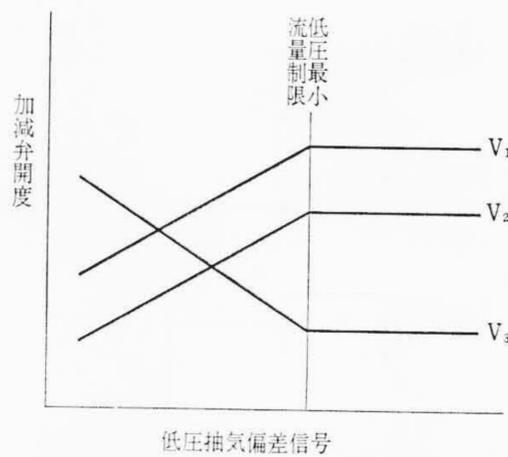


図7 低圧抽気偏差信号に対する特性

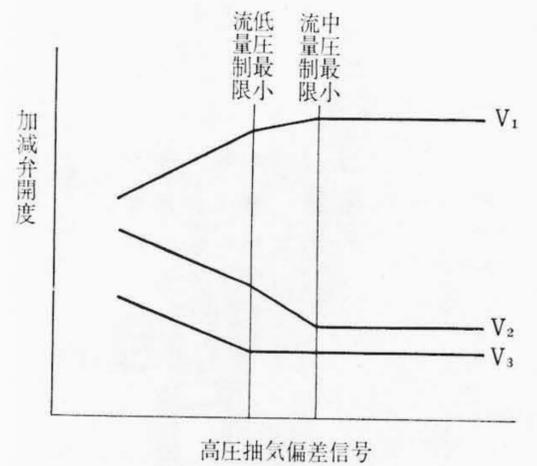


図8 高圧抽気偏差信号に対する特性

$$K_{PHELP}' = \frac{K_{PHELP}}{\frac{\Delta G_{HE}}{\Delta P_{HE}}} = \frac{1}{K_{GLP}} \cdot \frac{h_{HP}}{h_{HP} + h_{IP} + h_{LP}} \quad \dots\dots (15)$$

$$K_{PLEHP}' = \frac{K_{PLEHP}}{\frac{\Delta G_{LE}}{\Delta P_{LE}}} = \frac{1}{K_{GHP}} \cdot \frac{h_{LP}}{h_{HP} + h_{IP} + h_{LP}} \quad \dots\dots (16)$$

$$K_{PLEIP}' = \frac{K_{PLEIP}}{\frac{\Delta G_{LE}}{\Delta P_{LE}}} = \frac{1}{K_{GIP}} \cdot \frac{h_{LP}}{h_{HP} + h_{IP} + h_{LP}} \quad \dots\dots (17)$$

$$K_{PLELP}' = \frac{K_{PLELP}}{\frac{\Delta G_{LE}}{\Delta P_{LE}}} = \frac{1}{K_{GLP}} \cdot \frac{h_{HP} + h_{IP}}{h_{HP} + h_{IP} + h_{LP}} \quad \dots\dots (18)$$

で表わされる。(10)~(18)式によって与えられるゲインを各誤差信号に付加することによって、決められた調定率でしかも決められた範囲内では、ある一つの制御偏差がほかの制御量に影響を及ぼすことなく、所要の値に保持することができる。

3.2.3 演算回路

図4の演算回路中▷記号をもって示したものは、アナログ量の演算を行なうトランジスタ式直流演算増幅器 (Transistor Operational Amplifier, 略称 TOA) を用いた加算器で、増幅度がじゅうぶん大きく、高入力インピーダンス、低出力インピーダンスの特性を持つ高性能の増幅器である。

図4においてタービンの回転数は、電磁ピックアップで回転数に比例したパルス信号として検出後、プリアンプにて増幅され変換器の入力となる。変換器では、パルス数すなわち回転数に比例した直流電圧信号に変換され、A-1の入力信号となる。A-1では、速度・負荷設定器で与えられる設定電圧とタービン実回転数を表わす電圧とが比較され、さらに速度調定率に相当するゲインを付加されて速度・負荷制御信号となる。速度・負荷設定器は、タービン起動より同期併入までの回転数調整および併入後の負荷調整に用いられる。A-1の出力信号は、負荷制限装置(A-4)を通ったのち三方向に分かれ、それぞれ高圧サーボ・ループ、中圧サーボ・ループおよび低圧サーボ・ループへ伝達され、V₁、V₂、V₃の各加減弁を同方向に動かす信号となる。

一方高圧抽気圧力は、ブルドン管とストレンゲージを利用した圧力伝送器で直流信号に変換され、平滑回路を通ったのち、圧力に比例した直流電圧となり、A-2に加えられる。A-2では、高圧抽気圧力設定器で与えられる設定電圧と比較され、さらに圧力調定率に相当するゲインを付加されて高圧抽気圧力制御信号となる。A-2の出力の一方は、A-5で符号変換されてA-7の入力となり高圧サーボ・ループへ、他方はそのままの符号でA-8およびA-9の入力となり、それぞれ中、低圧サーボ・ループへと伝達さ

れ、V₁とV₂、V₃とを逆方向に動かす信号となる。

同様に低圧抽気圧力の制御信号であるA-3の出力電圧は、一方はA-6で符号変換されて高、中圧サーボ・ループへ、他方はそのままの符号で低圧サーボ・ループへ伝達され、V₁、V₂とV₃とを逆方向に動かす信号となる。

この回路の中心は、図4に示す機械式ガバナのスリーアーム機構にならって名付けた電子的スリーアーム回路にあり、その目的の一つは、前述のとおり二段抽気復水タービンの基本制御機能を果たすために、各加減弁を適当な方向に動かすことであり、あとの一つの目的はこれから述べるように、V₂あるいはV₃が最大または最小流量制限にかかったあとの処理を行なうことである。タービン中、低圧段の最小流量とは、タービンが風損などで過熱されることを防止するために流すべき必要最小限の冷却蒸気量のことであり、低圧段の最大流量とは、復水器へ流し得る最大蒸気量のことである。ある加減弁が流量制限にかかった場合以後は、三つの制御量に対して操作量が二つとなりなんらかの対策が必要となるが、この処理方法を説明したのが図6~8に示すものである。

図6は速度偏差信号に対する各加減弁の動きを表わしたもので、正常状態ではV₁、V₂およびV₃は、流量換算で同じ傾斜にて開閉する。しかし、たとえばV₃が最小流量制限にかかると、V₁およびV₂はV₃のそれまでの分担分を受け持ち、正常状態よりも大きなゲインで閉じ、さらにV₂も最小流量制限にかかると、V₁はV₂の分担分をも受け持つように回路が構成されている。ただし、V₁が全閉したあとも最小流量開度を保持しても意味がないので、そのときは全加減弁ともに全閉する。

図7は低圧抽気圧力偏差信号に対する加減弁開度特性を表わしたもので、低圧抽気流量を増加させようとする信号がきた場合、V₁およびV₂は開き、V₃のみが閉まり、ついには低圧最小流量制限にかかる。その後さらに低圧抽気増加の信号がきても、V₁およびV₂の開度は一定となる。すなわち、低圧抽気圧力制御は、V₃が最小流量制限にかかったのちは、殺されてしまう回路構成になっている。

図8は高圧抽気圧力偏差信号に対する加減弁開度特性を表わしたもので、高圧抽気流量を増加させようとする信号がきた場合、V₁は開き、V₂およびV₃は閉まり、まずV₃が最小流量制限にかかる。その後、V₁およびV₂は、V₃のそれまでの分担分を受け持ち、正常状態よりも大きなゲインで開閉し、V₂が最小流量制限に達する。それ以後は、さらに大きな偏差信号がきても、V₁の開度は一定となる。すなわち、高圧抽気圧力制御は、V₂およびV₃が最小流量制限にかかったのちは、殺されてしまう回路構成になっている。

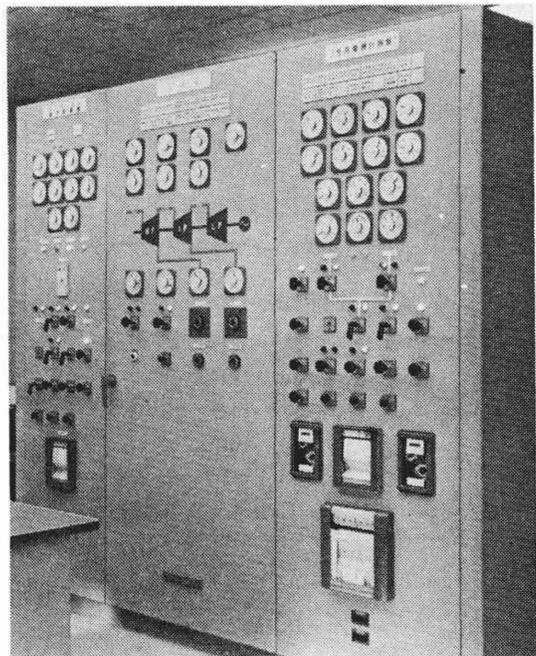


図9 EHG盤全景

以上述べたとおり、三つの制御量に対し、操作量が最小流量制限にかかって減少した場合に、制御量の重要性に従って、低压抽気、高压抽気の順で除外され、速度制御システムを最優先するように計画されている。

これらの特性を、実機運転に先だて確認するために、アナログ計算機によって、静的および動的特性の解析を行ない、各制御量がそれぞれ独立に制御され、かつ前述の各特性を満足していることをしらべた。

これらの電子制御装置は、検出部分を除いて、図9に示す電子油圧式ガバナ盤におさめられている。

3.3 加減弁および同駆動装置

図4に示す各サーボ・ループの詳細を示すものが図10で、機械式ガバナのサーボ・モータまわりに相当する駆動部分である。最終増幅器で電流信号に変換された入力信号 E_i は、本例で示すジェットチューブ式またはノズルフラップ式のサーボ弁に送られ、スプールを切り換えて電気信号を油圧信号に変換し、加減弁を駆動する油圧シリンダを動かす。この油圧シリンダの動きは、フィードバック・トランスデューサにより検出され、電圧信号 E_f に変換後、増幅器にフィードバックされ定置制御を行なう。このように、サーボ弁部は電気信号を油圧信号に変換する重要な部分で、電子油圧式ガバナの言わば心臓部とも言うべき存在である。

なお、蒸気流量を制御する加減弁は、機械式ガバナの場合と同様であるので省略する。

3.4 制御油圧供給装置

制御油圧供給装置は電子油圧式ガバナの制御油圧を供給する重要部分で、潤滑油系統とは完全に分離されている。制御油としては、装置全体を小形化し、応答性を向上させるために常用 $112 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$ (1,600 psig) と高圧化したことから、表1に示す一般性状を持つリン酸エステル系不燃性油 (Phosphate Ester, Fire Resistant Fluids) を採用した。

本装置の構成は図11にその全景は図12に示すとおりポンプは二系列で、常時相互にバックアップするとともに、運転中に予備の系統の保守ができるようになっており、信頼性の向上につとめている。アキュムレータおよびオイルクーラについても同様である。

このほか、図13に示す従来の油清浄機に相当するフラーズ・アース・フィルタ装置 (Fuller's Earth Filtering Equipment) をそなえ、制御油の清浄化を図っている。

なお、サーボ弁を心臓部とするシステムであることから、油の管理には特に注意を払う必要があり、定期的に油をサンプリングして、

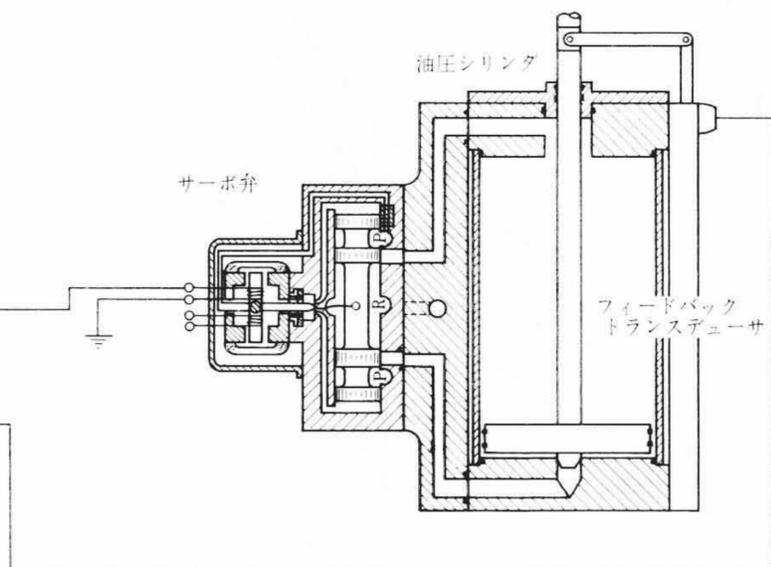
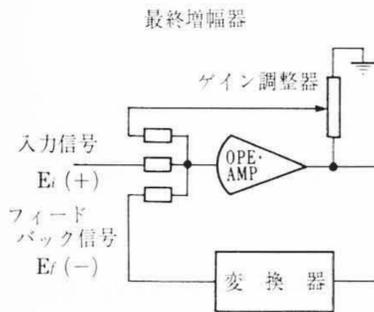


図10 加減弁駆動装置概略図

表1 制御油一般性状

性 状	油		備 考
	試験法	リン酸エステル油	
比 重 (Specific Gravity)	ASTM D-1298-55 60/60°F	1.146	
粘 度 (Viscosity)	100°F (37.8°C) ASTM D-445-53T	216.9 SUS (48.0 cst)	
	210°F (98.8°C) および D-446-53	42.9 SUS (4.99 cst)	
粘 度 指 数 (Viscosity Index)	—	-18	測定によりばらつきあり
流 動 点 (Pour Point)	ASTM D-97-57	0°F (-17.8°C)	
酸 価 (Acidity)	ASTM D-974-58T	max 0.1 mg KOH/g	一般に 0.02~0.05
水 分 含 有 量 (Water Content)	ASTM D-1533-58T	max 0.1 m%	一般に 0.03~0.05
色 相 (Color)	ASTM D-155-45T	1号	
体 積 抵 抗 率 (Resistantivity)	—	~10×10 ⁹ Ω-cm	測定によりばらつきあり
誘 電 正 接 (Loss Factor)		0.40~0.60 tan δ	測定によりばらつきあり
誘 電 率 (Dielectric Constant)		8.0~10.0%	測定によりばらつきあり
引 火 点 (Flash Point)	ASTM D-92-57 (Cleveland Open Cup)	500°F (260°C)	鉱油は 430°F (221°C)
燃 焼 点 (Fire Point)	ASTM D-92-57 (Cleveland Open Cup)	700°F (371.1°C)	鉱油は 480°F (248.9°C)
自然発火温度 (Auto-ignition Point)	ASTM D-286-58T	1,180°F (637.8°C)	鉱油は 735°F (390.6°C)
ホットマニホールドテスト (Hot manifold Test)	SAE AMS-3150B	1,370°F (743.3°C)	鉱油は 800°F (426.7°C)

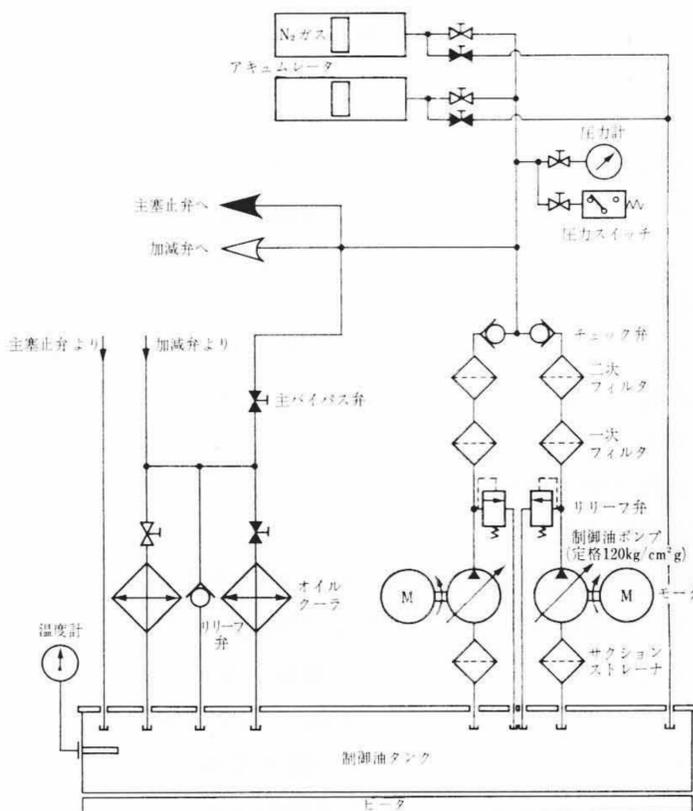


図11 制御油圧供給装置

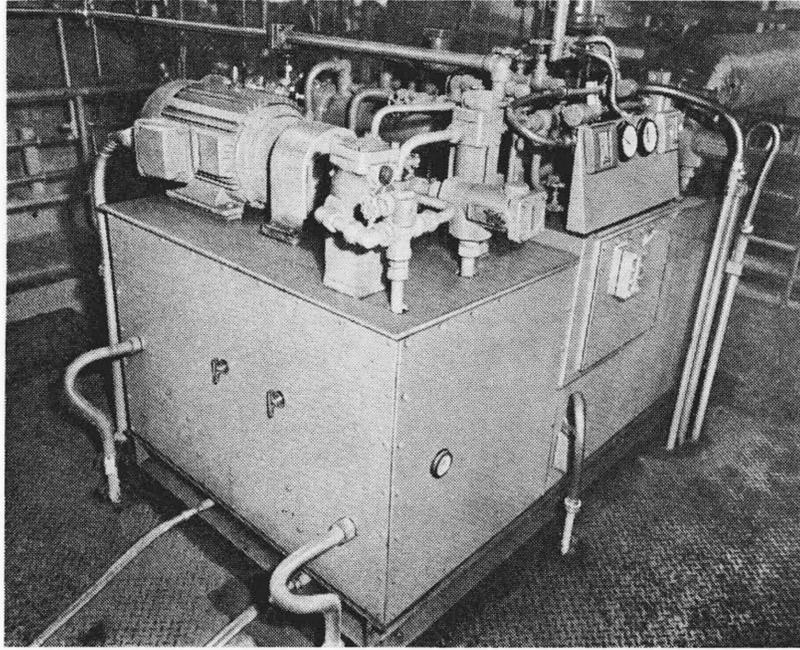


図12 制御油圧供給装置全景

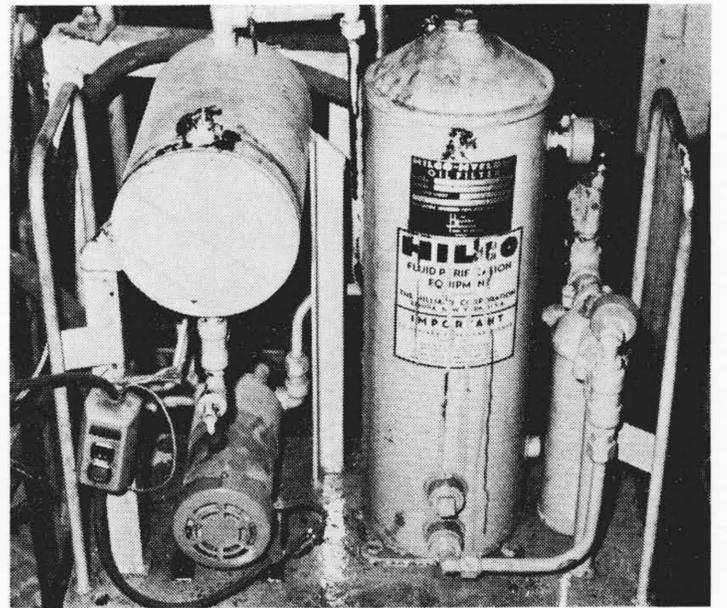


図13 フラズ・アース・フィルタ装置全景

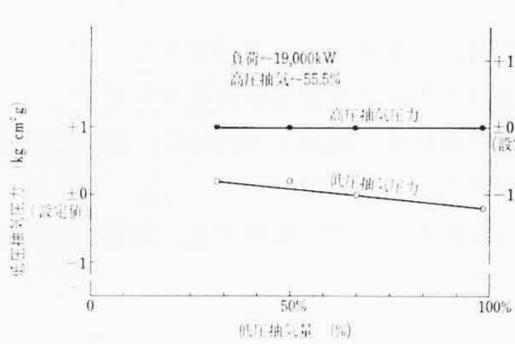


図14 低圧抽気量を変化させた場合の各抽気圧力変化

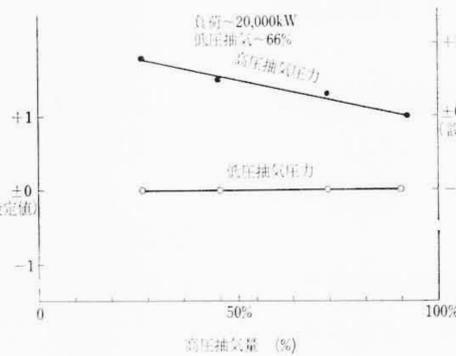


図15 高圧抽気量を変化させた場合の各抽気圧力変化

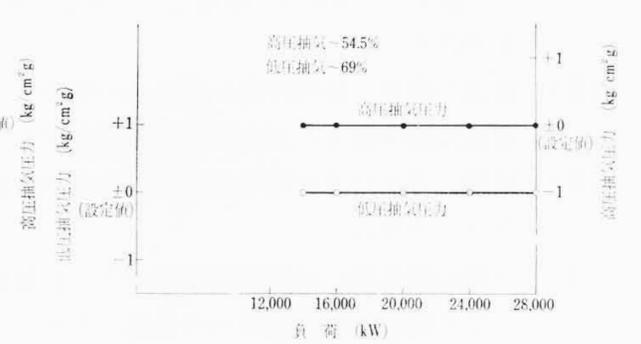


図16 負荷を変化させた場合の各抽気圧力変化

酸価，水分含有量，鉱油含有量およびきょうごつ物数を一定限界以下に管理している。

4. 電子油圧式ガバナの運転試験結果

4.1 はじめに

電子油圧式ガバナによる二段抽気復水タービンの制御特性を確認するために、現地にて各種の実機負荷試験を行ない、タービンに要求される基本的な制御性能および電子油圧式ガバナの優秀性の確認を行なったので以下に述べる。なお、低速からの调速装置による起動が可能で、しかも回転数の静的精度が約 ± 1 rpm であり、また各抽気圧力は設定器のつまみによって簡単に生かすことができるので、昇速、同期投入および抽気圧力制御運転などの起動操作がきわめて容易であることを確認した。

4.2 制御特性確認試験

二段抽気復水タービンに要求される基本制御性能である、各抽気流量および負荷を突変させたときに、動的には迅速かつ安定に応答し、静的には、突変させた量に対応する制御量がそれぞれ独立に制御され、ほかの制御量に影響を与えない特性を確認するために、抽気流量に対しては大気放出弁を開閉して変化を与え、負荷に対しては同期装置を動作させて変化を与え、各抽気圧力の変化を調べた。これらの結果は、図14、15および16に示すとおりである。

応答性はきわめて良好で、静的にも低圧抽気量を変化させた場合は、図14に示すとおり、低圧抽気圧力が調定率特性に従ってわずかに変化するだけで、高圧抽気圧力および出力は変動せず、また高圧抽気量を変化させた場合も、図15に示すとおり、高圧抽気圧力が調定率特性に従ってわずかに変化するだけで、低圧抽気圧力および出力は変動しない。一方、図16に示すように、同期装置によりタービン出力を変化させても、高圧および低圧抽気圧力は変動しない。

これらの結果から、この制御装置は、要求される基本特性をきわ

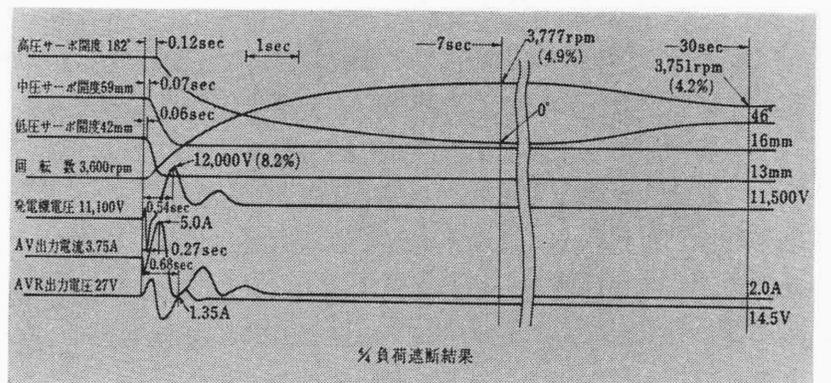


図17 負荷遮断試験結果

めてよく満たしていることが確認された。

4.3 負荷遮断試験

各負荷状態からの遮断試験を行なったが、そのときの各装置の応答は図17のオシログラフの記録に示すとおりで、従来の機械式ガバナにくらべて応答も早く、良好な結果を示している。また、図18に示すとおり、負荷遮断後の回転数上昇も、このクラスのタービンとしては小さく、また当然のことながら整定速度上昇率も、設定した100%負荷で4%という設計値によく合致しており、制御回路が計画どおりになっていることを示している。

以上の試験結果を日立製作所で経験した同級の機械式ガバナと比較したものが表2で、制御性能が従来のガバナにくらべてすぐれていることがわかる。

5. 電子油圧式ガバナの利点

以上電子油圧式ガバナの概要およびその運転結果について説明したが、これまでの運転実績をもとに、そのおもな利点を取りまとめると次のとおりである。

(1) 機械部分の電子回路化および高圧制御油系統の採用によっ

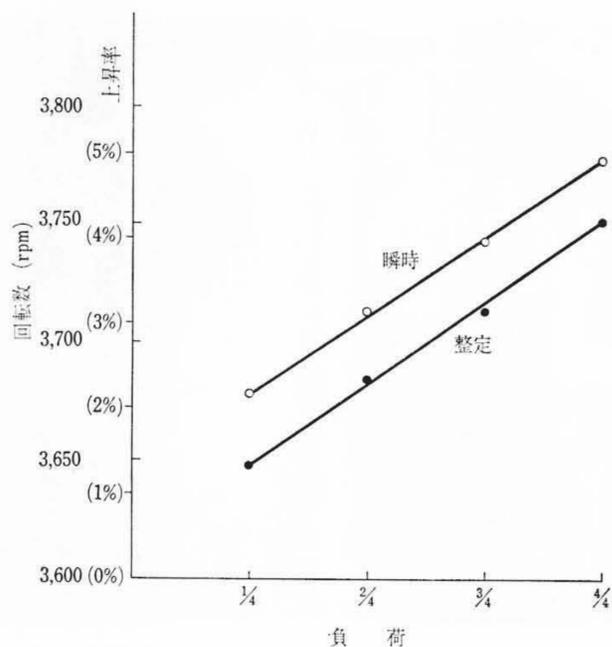


図18 負荷遮断後の回転数変化

て、感度、応答速さ、精度などの制御性能を3~5倍程度向上できる。

- (2) 各部の調整、保守点検が簡単かつ容易で、試運転時および定期検査時などの調整期間が短縮できる。
- (3) 起動、停止などの運転操作が簡単かつ容易で、運転要員の節減ができる。
- (4) 自動起動装置、自動同期装置および自動負荷制御装置などのより高度の制御装置への連結が容易であり、さらに近い将来の計算機制御への適応が容易である。
- (5) ガバナそれ自身に、プロセス・プラントの要求に応じた制御機能を持たせることができる。
- (6) 加減弁駆動部および従来のガバナ機構部などのタービンまわりを単純化、小形化できる。
- (7) 従来の油圧系統が潤滑油用のみと単純化されるとともに、制御油として高圧不燃性油を採用することにより、火災の危険性を少なくすることができる。

ところで、これら多くの利点があり原理的には昔から考えられていた方式が、水車の電気ガバナよりも約10年近く遅れて実用化の段階に達した原因は、蒸気タービンの制御方式が水車のそれよりもはるかに複雑かつ高度で、その重要性にこたえるにたるじゅうぶんな信頼性を持つ各機器、たとえば演算増幅器および各検出器をはじめとする電子機器およびサーボ弁をはじめとする高圧油圧機器が一般的に実用化されず、しかも関係者の努力により、従来からの機械式ガバナでかなりの制御性能を確保することができていたためと考えられる。しかし、昨今の宇宙産業をはじめとするこれら機器の応用産業の発展によって、じゅうぶん信頼性のある機械が生産されはじめ、しかも制御性能および運転、保守の容易さに対する要求が、機械式ガバナでは、もはやこたえられないほどきびしくなったため、最近になって各国で開発実用化が進んだものと思われる。

なお、現在の電子油圧式ガバナは、初期設備費を重視する産業用

表2 制御性能の比較

項目	電子油圧式ガバナ (EHG)	機械油圧式ガバナ (MHG)	備考	
応答性	サーボ系応答時定数	0.1~0.2 s	0.2~0.4 s	油圧シリンダストローク 200~300mm
	サーボ系応答無駄時間	0.05~0.1 s	0.1~0.3 s	EHGは加速度検出等により更に改善できる
	瞬時速度上昇率	4~5%	5~6%	EHGは加速度検出等により更に改善できる 20~40MW 二段抽気タービン
调速範囲	100 rpm から	定格 ±10%	EHGは自動昇速機能を簡単に追加できる	
调速精度	定格 ±0.05%	定格 ±0.2%	EHGは自動同期が容易である	
圧力調定率	0~10% 可変	5% 前数	EHGはタービンによる圧力ラインのPI制御も可能である	

タービンにとって、ガバナ単独で比較すると、必ずしも従来のそれにくらべて有利ではなく、価格低減という意味で今後に残された問題も多いが、たとえば

- (1) 多段抽気タービン
- (2) 起動停止などの自動化を要求されるタービン
- (3) 精密な抽気、背気の圧力制御を要求されるタービン
- (4) 数台のユニットを最適状態に維持するために、主制御装置としての機能を要求されるタービン

などにとっては、経済的にも従来の方式に対抗でき、当分の間、それらの形式に実装されるものと思われる。

6. 結 言

以上のとおり、日立製作所において開発された電子油圧式ガバナは、鶴崎共同動力株式会社鶴崎事業所納め 28,000 kW 二段抽気復水タービンに取り付けられ、各種の負荷試験およびその後の連続運転においてその優秀性が証明された。このわが国初の本格的電子油圧式ガバナを装備した本機が契機となり、アメリカの例にならって、わが国においても本方式が標準となる日も近いことと考えられる。日立製作所においても、本機およびそれに続く機械によって、より多くの実績を得、火力発電技術の向上に努めたいと考えており、関係各方面のご協力をお願いする次第である。

最後に、本装置の採用を快く承諾され、その後の研究開発に暖かいご助言を賜った鶴崎共同動力株式会社榎本専務、同社鶴崎事業所清水所長、橋爪課長および昭和電工株式会社大分建設本部の関係各位ならびに本装置の完成のため、実機負荷試験以来、絶大なるご協力をいただいた昭和電工株式会社取締役横濱工場長香坂氏をはじめ同工場関係各位および同本社鈴木電気部長をはじめ関係各位に深甚なる謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 柴藤, 竹村: 日立評論, 50, 9 (昭43-9)
 - (2) 有江, 柴藤, 菊池: 日本機械学会日立地方講演会前刷 (昭43-11)
- (注): 文献(1)に記載せるものは省略した。