

最近の大容量蒸気タービンの制御

Recent Trend of Control Mechanism of Large Steam Turbines

安 藤 弘 之* 平 賀 昭 二**
Hiroyuki Ando Shôji Hiraga

要 旨

わが国の火力発電技術の進歩に伴う、蒸気タービンの大容量化、蒸気条件の高温、高圧化は非常に著しいが、それに伴い、制御装置の面においても新しい問題を生じている。

これらの問題中、現在大容量化に伴って生ずる速度上昇率の問題に対して用いられる、加速リレー付ダブルガバナ、およびシングルガバナについて、また大容量化に伴う起動、停止など運転の複雑化に対して、その自動化を考慮した広範囲速度制御装置について、いずれも、制御系統の機能と特長を、実績をも含めて述べることをとする。

1. 緒 言

戦後、わが国における火力発電技術の進歩は、燃料費の高いわが国の事情から、再熱蒸気タービンの採用、蒸気条件の高温、高圧化、さらに大容量化による効率の向上をその目標としたことは、すでによく知られている。すなわち 75,000 kW 再熱蒸気タービンがわが国において初めて稼動して以来、現在まで、約 10 年の間に 350,000 kW とか 375,000 kW の再熱蒸気タービンがすでに稼動し、さらに超臨界圧プラントが計画されるまでに進歩したのである。

一方蒸気条件についても、最初の再熱蒸気タービンにおける 102 kg/cm²g, 538/538°C の条件から現在稼動中の 350,000 kW 機においては 169 kg/cm²g, 566/566°C の条件が用いられている。

これらの進歩に伴い、これを制御する系統についても、幾多の進歩を重ねてきている。すなわち再熱蒸気タービンの採用にともなう、先行非常調速機・中間阻止弁の採用、中間阻止弁・再熱塞止弁の採用による再熱系統の二重の保護装置の開発、さらに負荷遮断時の速度上昇率の増加に対する各種の加速度検出機構の採用は、その進歩の跡を示すものといえることができる。

一方現在まで進められてきた蒸気タービン自体の保護、または制御系統とは別に、蒸気タービンの運転操作自体を自動化し、将来さらに大容量化され、複雑化されてくると予想されるタービンプラントの制御に対し、積極的に対処して行く方向が考えられる。これが現在各種の報告が行なわれている計算機導入による一連の計算機制御の採用の問題である。

本誌においては、これらの問題中、新しい再熱蒸気タービンに用いられた、各種の制御装置の機能とその実績を、また自動化のためのサブグループ制御装置としての広範囲速度調速装置を中心として、現在の蒸気タービンの制御に対する方向をとらえることとする。

2. 大容量蒸気タービンの制御系統

2.1 機器の大容量化に伴う問題

蒸気タービンの単機容量は、最終段長翼の開発、発電機冷却方式の進歩に伴って増大してきたこととは良く知られている。このような蒸気タービンの大容量化は、いずれも制御上に新しい問題を提起するものであるが、蒸気タービンの制御上、安定性、速度上昇率のいずれにも、最も深い関係を持つ GD^2 、すなわちタービン発電機の回転慣性モーメントと、始動時間について簡単にふれることとする。

最終段長翼の開発による単機容量の増加をふりかえってみると、

* 日立製作所日立工場

** 日立製作所国分工場

表 1 始 動 時 間 (T)

3,000 rpm 機			3,600 rpm 機		
出力 (MW)	形 式*1	T (秒)	出力 (MW)	形 式*1	T (秒)
75	TCDF-20	8.6	75	TCDF-20	8.5
125	TCDF-23	8.5	125	TCDF-26	10.2
175	TCTF-23	10.0	156	TCDF-26	9.2
250	TC4F-23	7.5	220	TCTF-26	8.1
265	CC4F-23	8.1	250	TC4F-26	9.0
350	CC4F-26	10.4	375	TC4F-30	9.0
			220	TCDF-30	8.1

*1 TCDF: タンデムコンパウンド複流排気
TCTF: タンデムコンパウンド3流排気
TC4F: タンデムコンパウンド4流排気
CC4F: クロスコンパウンド4流排気
-20, 23, 26, 30 は最終段の翼長を示す。

タンデムコンパウンド複流排気 3,600 rpm 機について (以下 TCDF と略す。) 最終段翼長 20 in を用いて 75,000 kW, 26 in を用いて 125,000 kW, および 156,250 kW 30 in を用いて、220,000 kW がそれぞれ製作されている。

一方 220,000 kW の設計を考えた場合、現在上記 TCDF 機のほかに、タンデムコンパウンド3流排気、最終段翼長 26 in が用いられている。

このように最終段長翼の開発は一方では単機容量の増大を、他方では同一出力における排気流数の減少を示すものである。このことは本体構造上からは、タービン全長の減少、軸受数の減少を意味し、良好な結果を与えるものであるが、同時に GD^2 も翼長の増加に伴って増加し、安定性、速度上昇率のうえからも良好な傾向を示している。

一方発電機側の進歩はいずれも GD^2 を減少させる傾向にあり、タービン、発電機を合わせた場合、 GD^2 はほぼ出力に比例した値を示している。

いま下記(1)式によって示される始動時間によってこの関係を示すと表1がそれである。

$$T = K_1 \frac{GD^2 \cdot n^2}{N} \dots \dots \dots (1)$$

ここに、 T : タービンの始動時間 (s)

GD^2 : タービン発電機合計回転慣性モーメント (kg-m²)

n : 回 転 数 (rpm)

N : タービン出力 (kW)

K_1 : 常 数

すなわち、3,000 rpm 機、3,600 rpm 機ともに 8 秒から 10 秒前後の値を示しており、単に始動時間の面から見た場合、特に新しい制御系統を必要とする理由はないと考えられる。

しかしながらここに一つの問題として、単機容量の増加は、流入

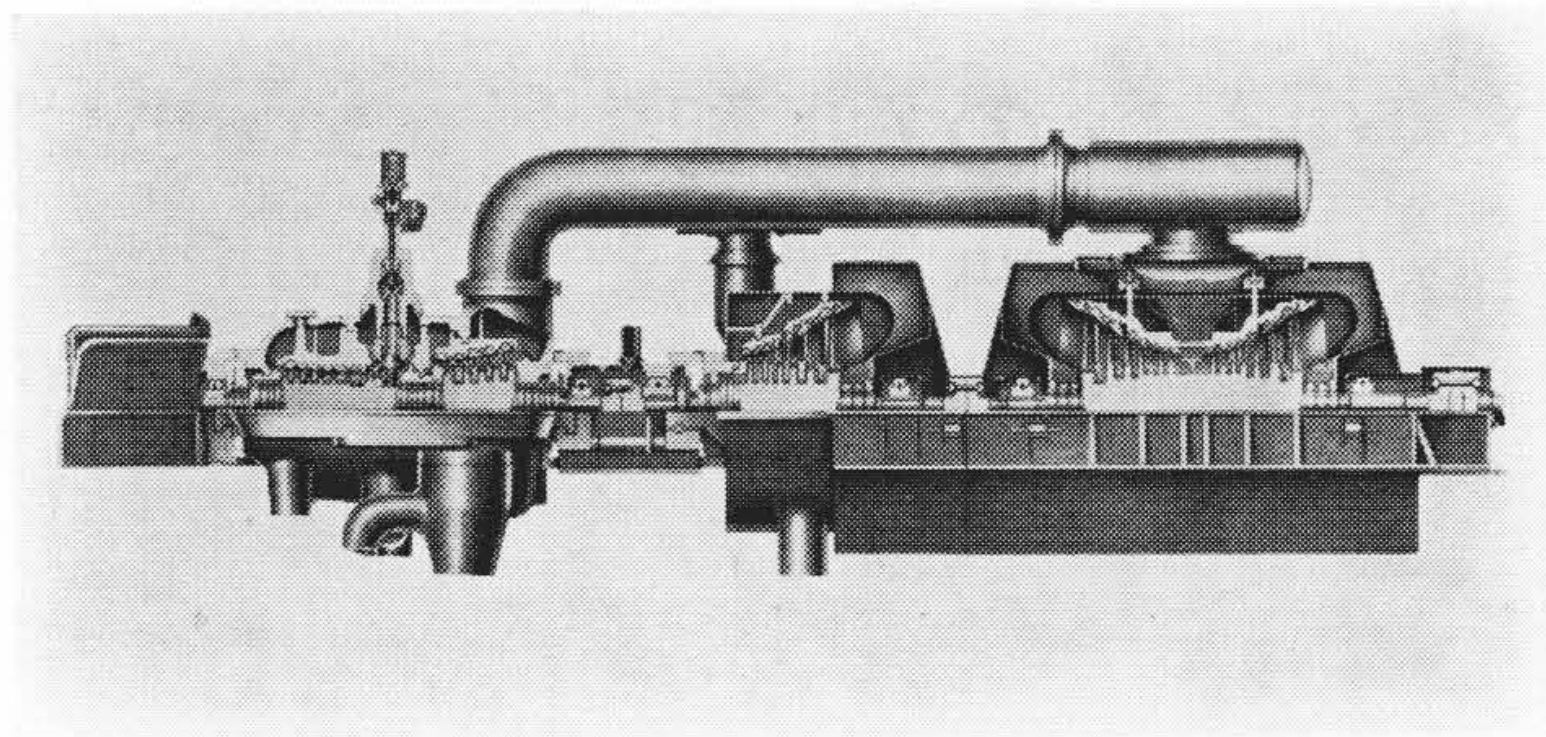


図 1 3,600 rpm, 250,000 kW TC 4 F-26
3 車室, 再熱タービン断面図

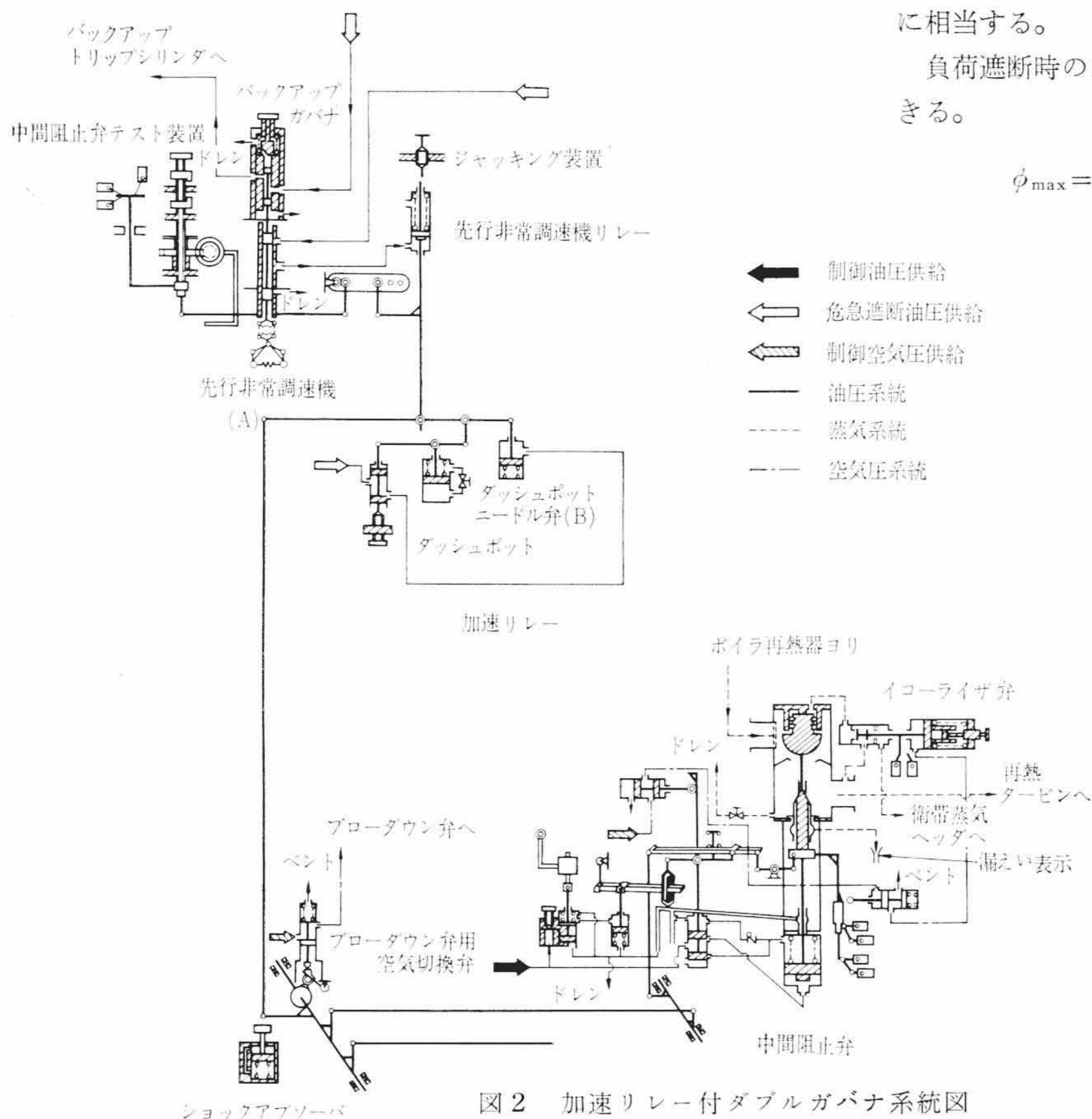
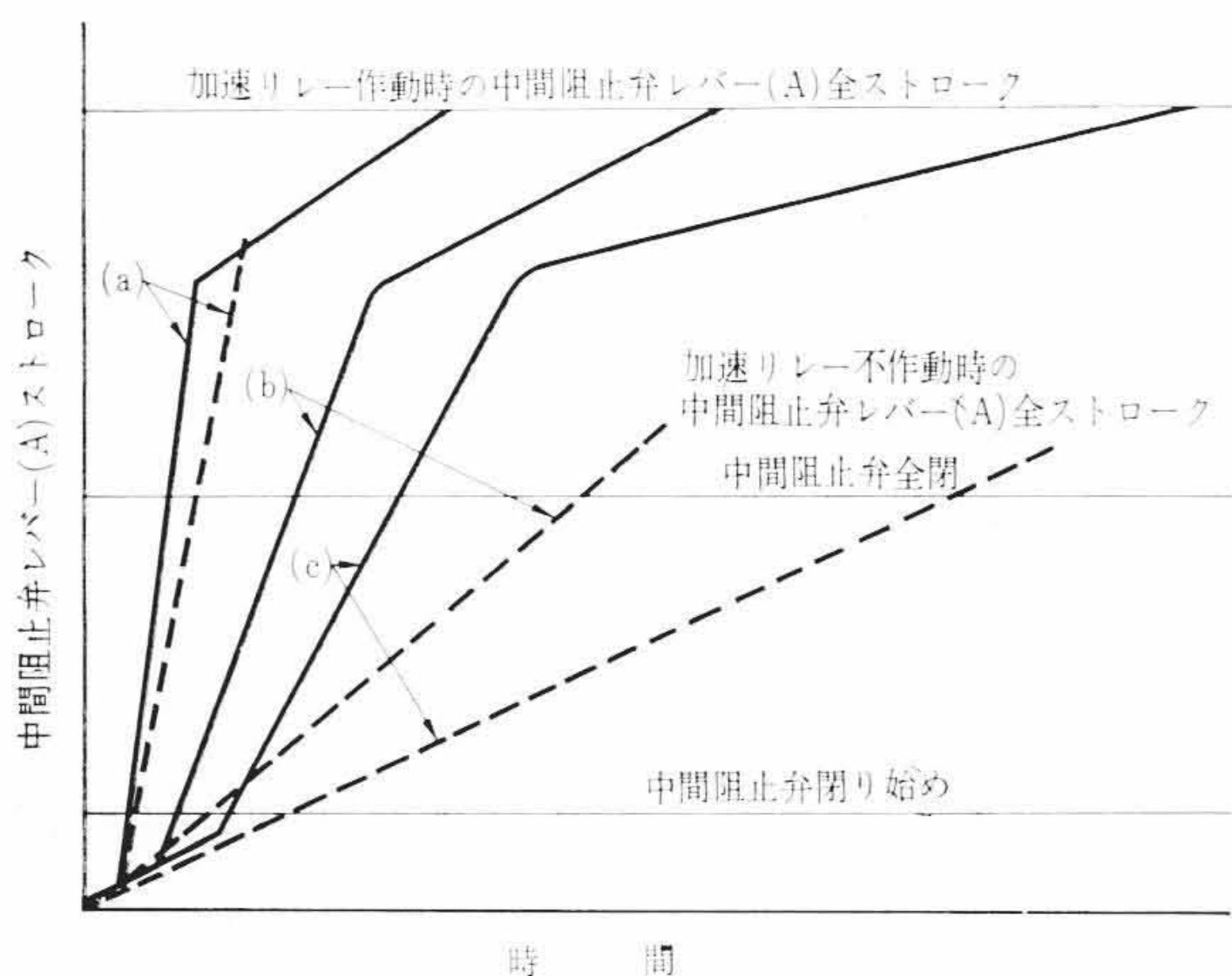


図 2 加速リレー付ダブルガバナ系統図



注 1 ——— ダッシュポットニードル弁(B)開度：小
 - - - - - ダッシュポットニードル弁(B)開度：大
 タービンロータ加速度, (a) > (b) > (c)
 (A) (B) は第 2 図参照

図 3 加速リレー動作特性

表 2 速度上昇率に影響する蒸気のエネルギー

項 目	速度上昇率に影響するエネルギー (%)	
	流入エネルギー (E_f)	残留エネルギー (E_r)
高 圧 ター ビ ン	20.5	1.3
中 圧 ター ビ ン	13.8	8.4
低 圧 ター ビ ン	22.2	33.4
抽 気 管	—	1.4
合 計	56.5	43.5

蒸気量の増加, および構造上より, タービン内部各部における残留蒸気量の増加を生ずることである。すなわち中間阻止弁以降の配管中圧タービン排気室, 低压車室入口部, 中低压連絡管の部分がこれに相当する。

負荷遮断時の最大速度上昇率は(2)式によって求めることができる。

$$\phi_{\max} = \sqrt{1 + \frac{E_r + E_f}{E_R}} \times 100 \dots\dots\dots (2)$$

ここに, $\phi_{\max}$: 負荷遮断時の最大速度上昇率 (%)

E_R : タービン発電機ロータが定格回転時に有するエネルギー (kcal)

E_r : 負荷遮断時, タービン内部に残留する蒸気の有するエネルギー中速度上昇に有効に利用される部分 (kcal)

E_f : 負荷遮断後, タービン内部に流入する蒸気の有するエネルギー中速度上昇に有効に利用される部分 (kcal)

これらのうち残留蒸気の増加は(2)式中 E_r の増加をきたすこととなる。

このうち, 中間阻止弁以降の配管に残留する蒸気については, すでに良く知られているように, 上部または下部車室付の中間阻止弁の開発によりその影響を最低限度におさえている⁽¹⁾。

図 1 は 250,000 kW タンデムコンパウンド 4 流排気 (以下, TC 4 F と略す) 3,600 rpm 機の断面図であるが, 中間阻止弁を中圧車室付とし, ガバナに後述のシングルガバナを用いた場合について, (2)式を用いて, 各部の蒸気の速度上昇に与える影響を%で表したものを表 2 に示す。この中で注目しなければならないのは残留蒸気のもつエネルギーの影響が約 43.5% を示すことである。しかしながらこの部分に残留する蒸気の影響を避けることは, 構造的に相当の困難があり, 現在具体化された系統は少ない。これに対して, (2)式中の E_f の値を小さくし, 全体として負荷遮断後タービンに与えられるエネルギーの総量を小さくする系統が用いられている。これが以下に詳述する加速リレー付ダブルガバナ系統, シングルガバナ系統である。

2.2 加速リレー付ダブルガバナ系統

加速リレー付ダブルガバナの系統を図 2 に示す。

本系統はダッシュポットの動作速度を適当な値に設定することによって, 常時のゆるやかな系統周波数の変動については, ダッシュポットピストンが, スピードリレーに追従して動作するため, 現在まで用いられてきたダブルガバナの系統と同様である。これに対しいったん加速度が一定値を越えると, パイロット弁が, ダッシュポットを支点として動作し, 中間阻止弁を急速に全閉させるものである。

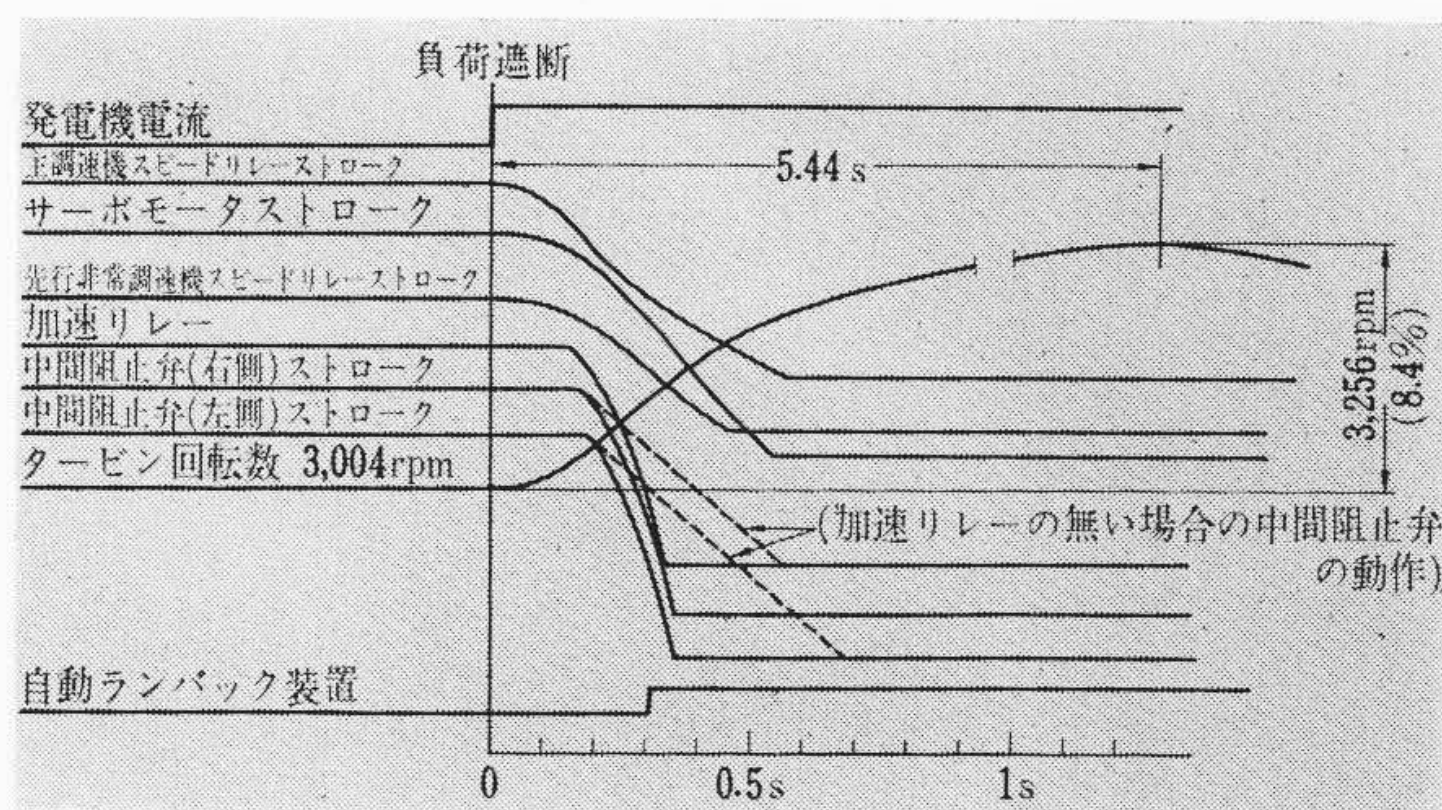


図4 3,000 rpm, 265,000 kW CC 4 F-23 再熱タービン
全負荷遮断試験記録

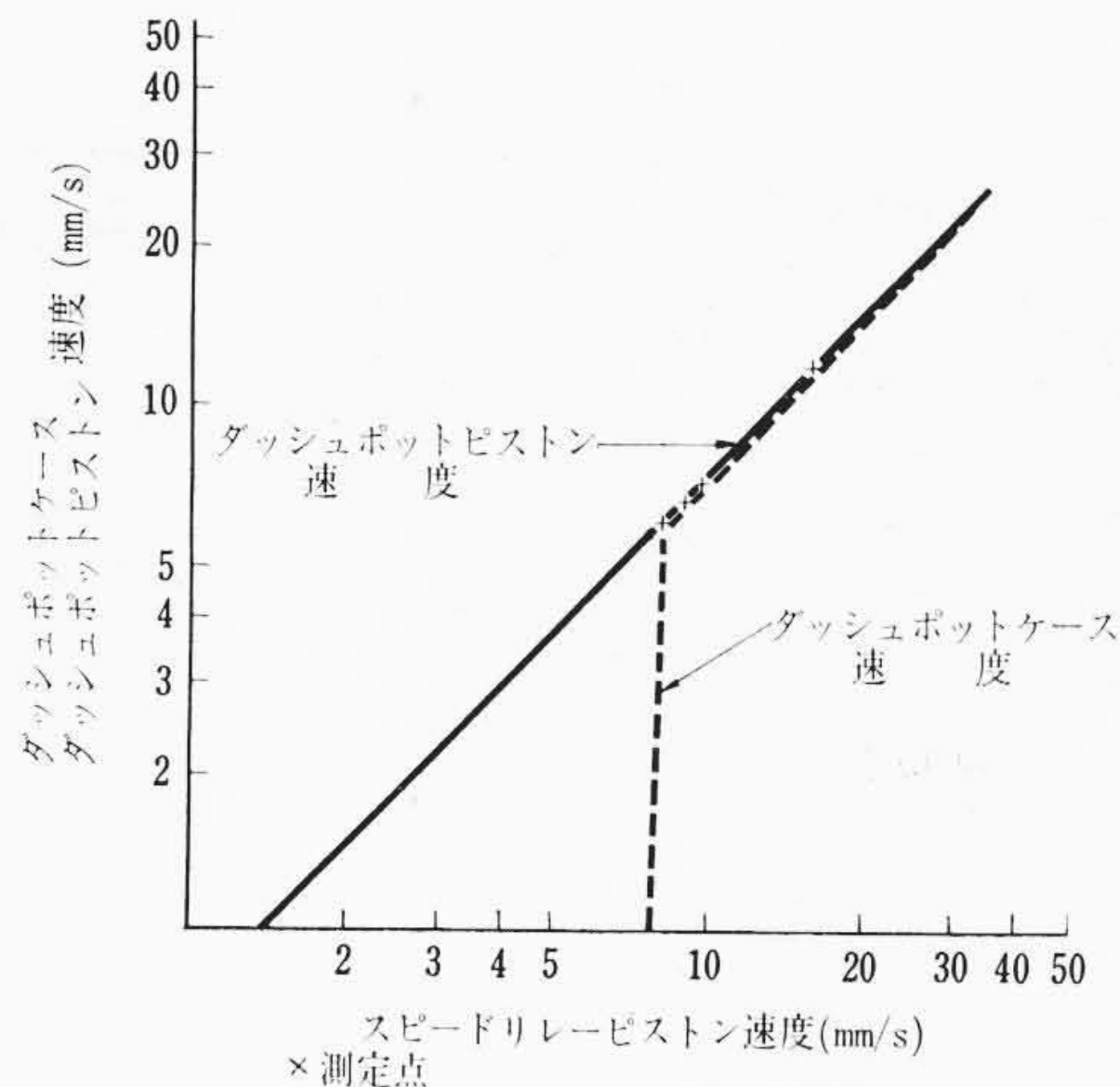


図6 シングルガバナダッシュポット特性

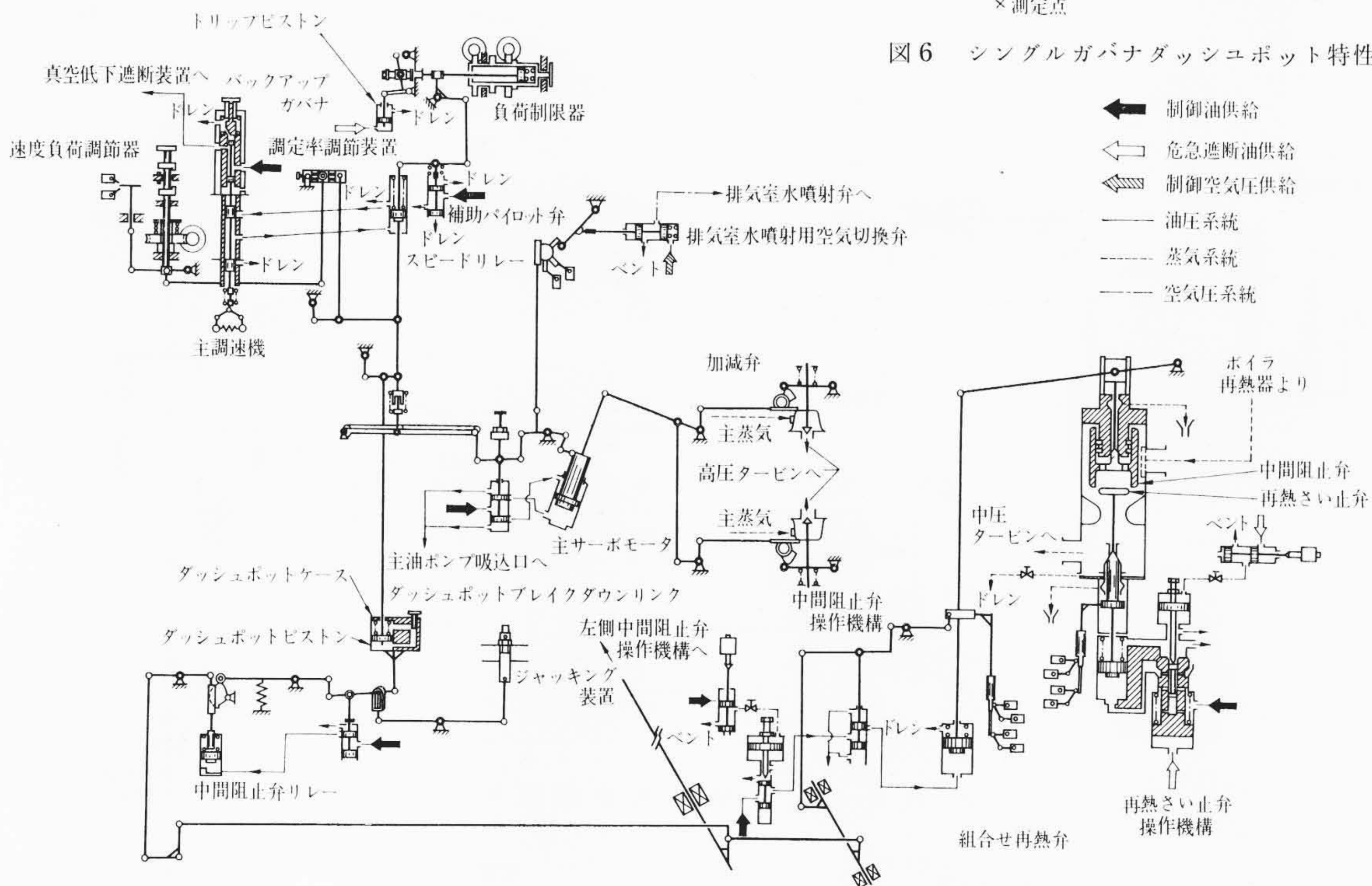


図5 シングルガバナ系統図

図3に加速リレーの動作特性を示す。本特性は工場単独試験時に得られたもので、ダッシュポットシリンダに取り付けられたニードル弁の開度の増加によって、加速リレーの応動する加速度の変化の状況、および弁閉鎖速度の増加する状況を示したものである。

加速リレーの動作した場合の弁閉鎖速度は、先行非常調速機・中間阻止弁の系統の動作速度に比較して、約5倍となることが計算上からも、実績のうえからも確認されている。

図4は本装置を設けた場合の、265,000 kW, 3,000 rpm クロスコンパウンド再熱蒸気タービン⁽²⁾の全負荷遮断試験結果である。本試験の結果、最大速度上昇率は8.4%と良好な結果を示している。図中破線で示したのは、加速リレーを設けない場合の弁の動作の計算値である。これによって加速リレーの効果の大きいことが良くわかる。

2.3 シングルガバナ系統

シングルガバナの系統を図5に示す。本系統の特長は、220,000 kW 級タービンまで用いられたダブルガバナ系統⁽³⁾が、主調速機、先行非常調速機の2系統に分かれているのに対して、速度の検出部分は主調速機のみとし、中間阻止弁はダッシュポットブレイクダウンリンク、中間阻止弁リレーを介して、主調速機により制御する系統である。

ダッシュポットの特性から、弁を開く場合、最初中間阻止弁が開きはじめ、次いで加減弁が開きはじめる。加減弁が低開度で、中間阻止弁が全開し、以後はスピードリレーのストロークによって加減弁の開度が増加していく。

併列後、系統周波数がゆるやかな変動をする場合には、ダッシュポットにより、スピードリレーの動作が吸収されるため、中間阻止弁は応動せず、急激な加速の場合にのみ応動して、先行非常調速機による弁の閉鎖速度の約2.5倍の速度で中間阻止弁は全閉する。

負荷遮断後、再熱器に残留する蒸気を吐出する間に、速度の変動をできるだけ小さくするため、中間阻止弁の低開度時の調定率を約6%としてある。

図6はダッシュポットの特性を示したものである。本特性は単独試験の結果得られたもので、スピードリレーピストン速度に対するダッシュポットピストン、ケースの速度を求めたものである。スピードリレーの速度が一定値を越えるまで、ダッシュポットケースはまったく応動せず、一定値を越えた場合、ケースが急速に応動していく状況を示す。

図7は本装置を設けた250,000 kW, 3,600 rpm タンデムコンパウンド再熱蒸気タービン⁽⁴⁾ (図1に断面図を示す)の全負荷遮断試験の結果を示したものである。本試験の結果は最大速度上昇率が7.8

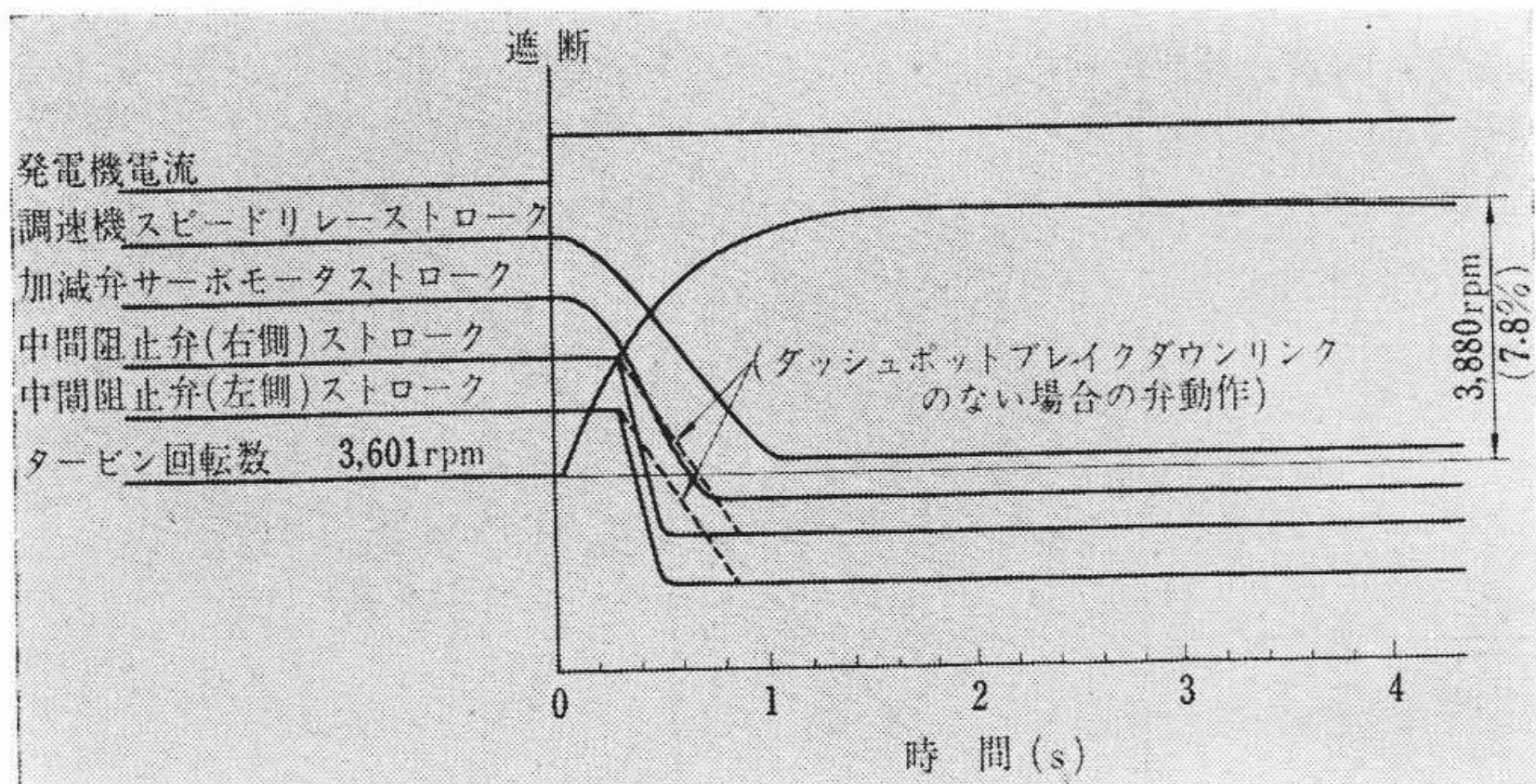


図 7 3,600 rpm, 250,000 kW TC 4 F-26 再熱タービン
負荷遮断試験記録

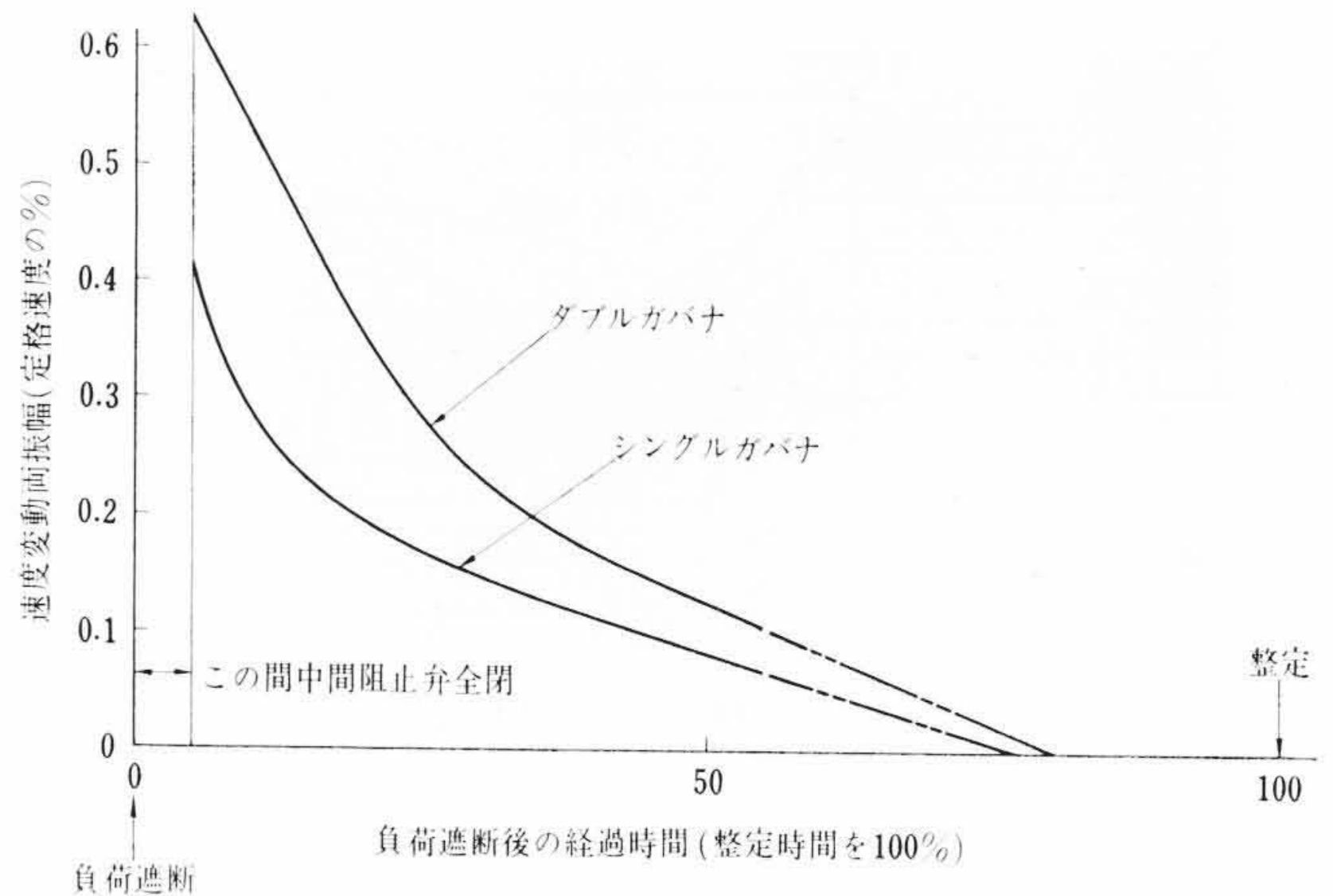


図 8 中間阻止弁制御による速度変動

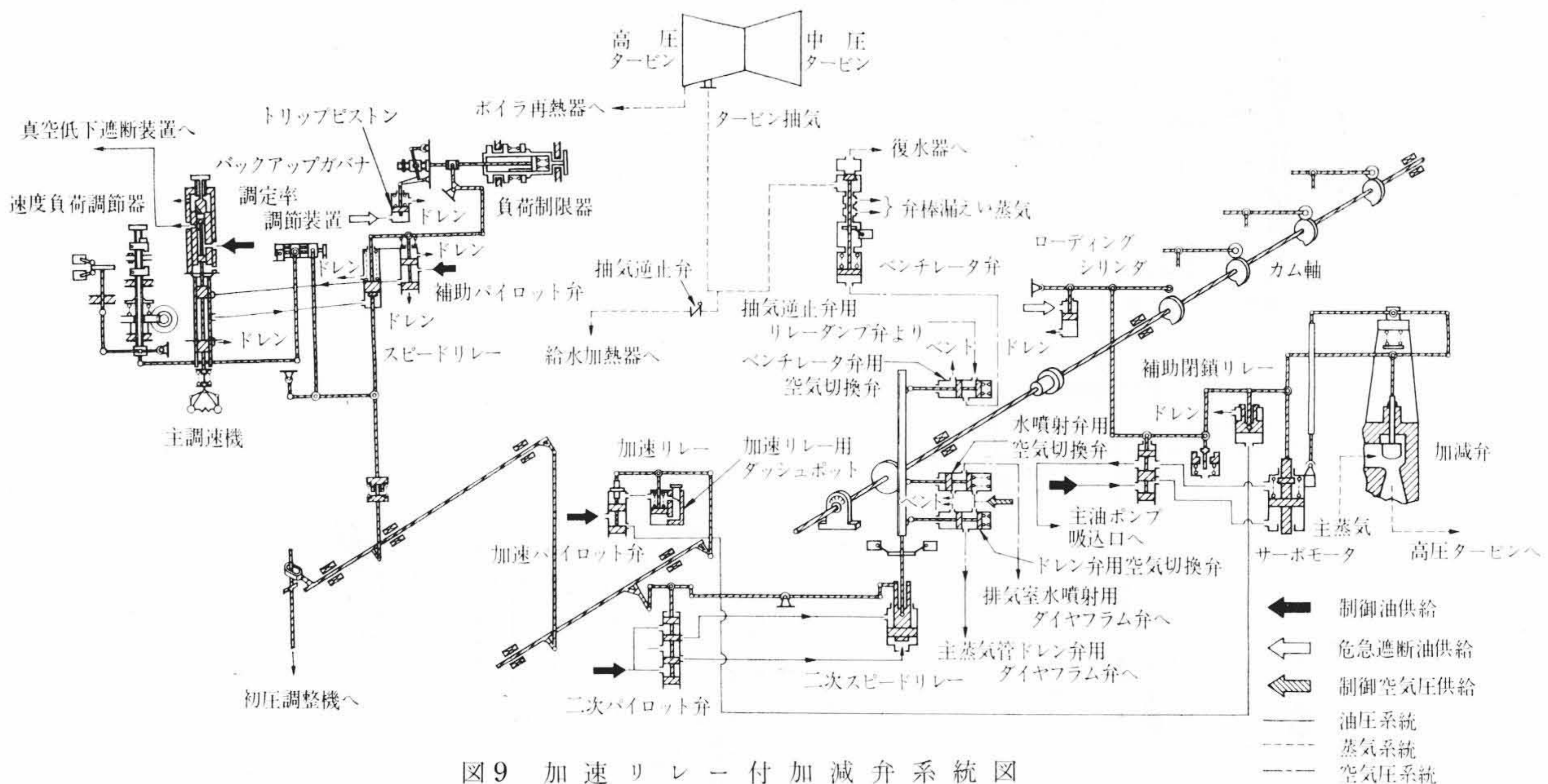


図 9 加速リレー付加減弁系統図

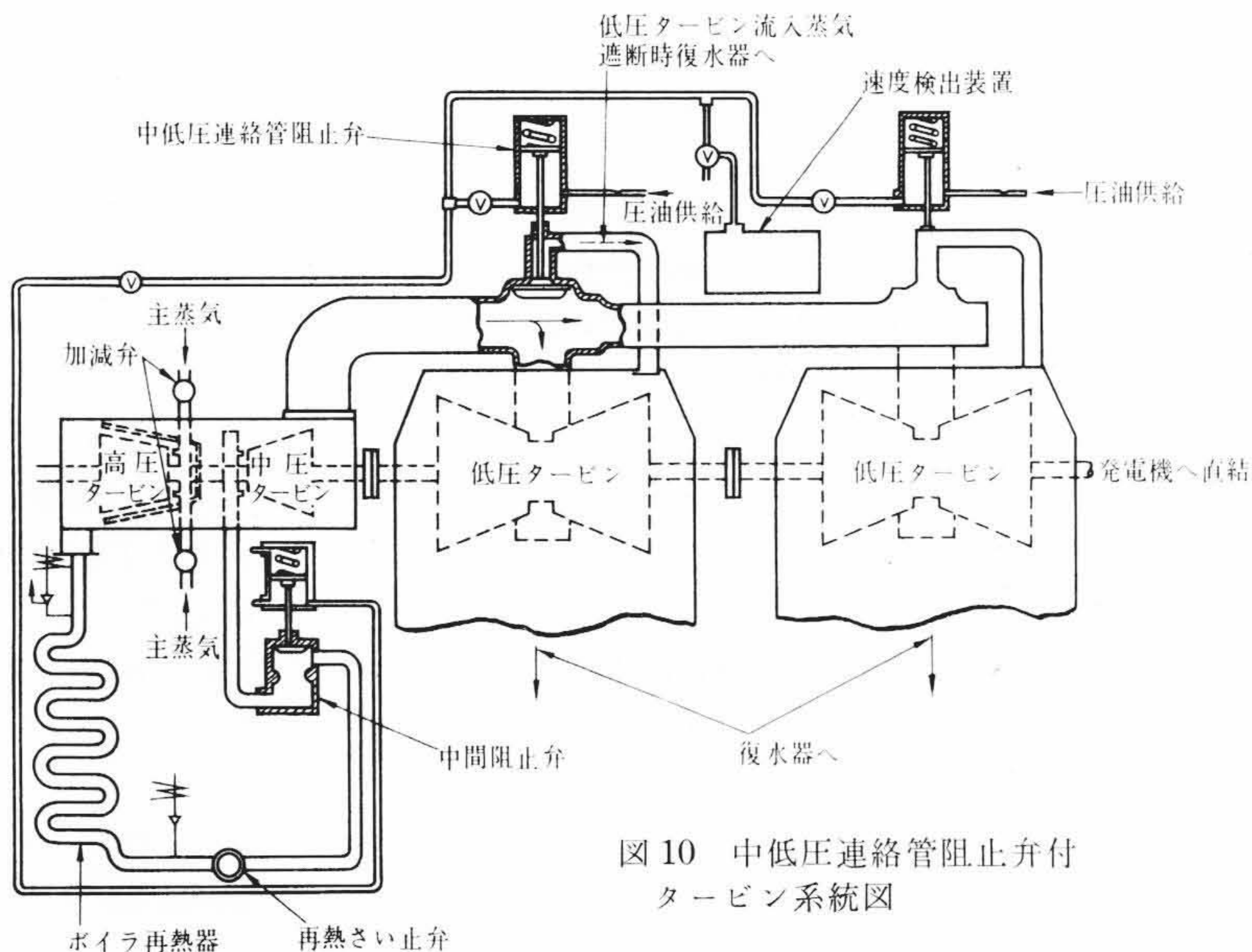


図 10 中低圧連絡管阻止弁付
タービン系統図

変動の振幅がダブルガバナに比べて約 6 割であり、調定率を 6% にしたことによる効果が大いことがわかる。

2.4 その他の制御系統

以上述べてきたように、中間阻止弁の動作速度を高めることによって最大速度上昇率を低く抑えることが行なわれてきたが、300,000kW を越える大容量機の場合、それ以下の出力のタービンに用いられてきた車室加減弁を設けることが構造的に困難となり、別置形加減弁が用いられる。この場合、主蒸気圧力が高いと、蒸気の比容積が小さく残留する蒸気量も大きな値を示す。このため加減弁に対しても加速リレーを設ける方式が用いられる。

図 9 に加速リレー付加減弁の系統を示す。本系統は 2.2 において説明した、加速リレーを加減弁、特に 70% 以上の負荷を分担する第 1, 2 加減弁に設け、これによって (2) 式 E_f の値を小さくしようとしたものである。

一方今まで述べてきたこととは別に、直接残留蒸気、特に中圧排気室、中低圧連絡管に残留する蒸気が低圧タービン内への流入を避けることも考慮されている。図 10 はその例を示したものである⁽⁵⁾。

この系統は、速度検出装置により過速度を検出し、中間阻止弁の閉鎖動作と関連した中低圧連絡管阻止弁を閉鎖し、蒸気の流入を阻止すると同時に、内部に残留した蒸気を低圧排気室に流出させよう

%と良好な結果を示しており (2) 式より求められた計算値とも十分の精度の一致をみた。この結果からも残留蒸気に対し設計上、十分の注意を要することがわかる。

図 8 は、負荷遮断後、再熱器中に残留する蒸気の吐出が終わるまでの速度の変動状況を、シングルガバナとダブルガバナについて、実績のうえから比較したものである。シングルガバナの場合、速度

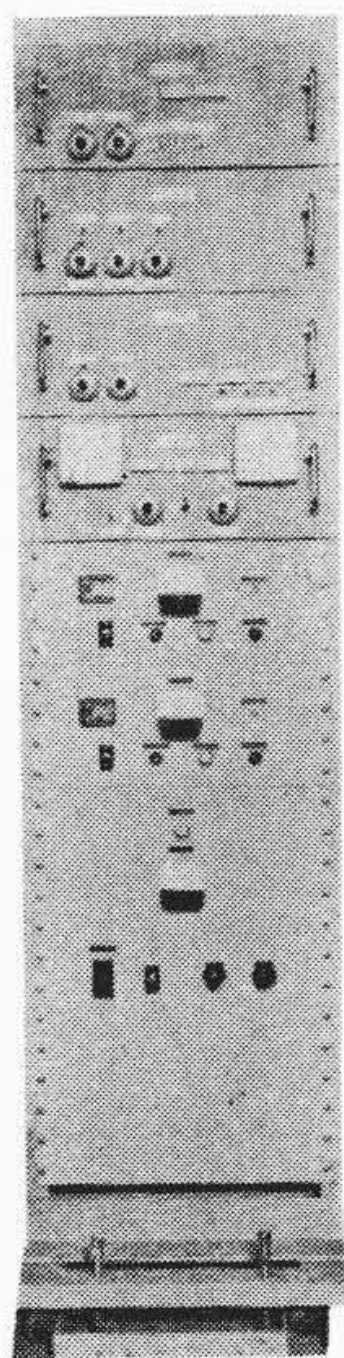


図 11 広範囲速度調整装置

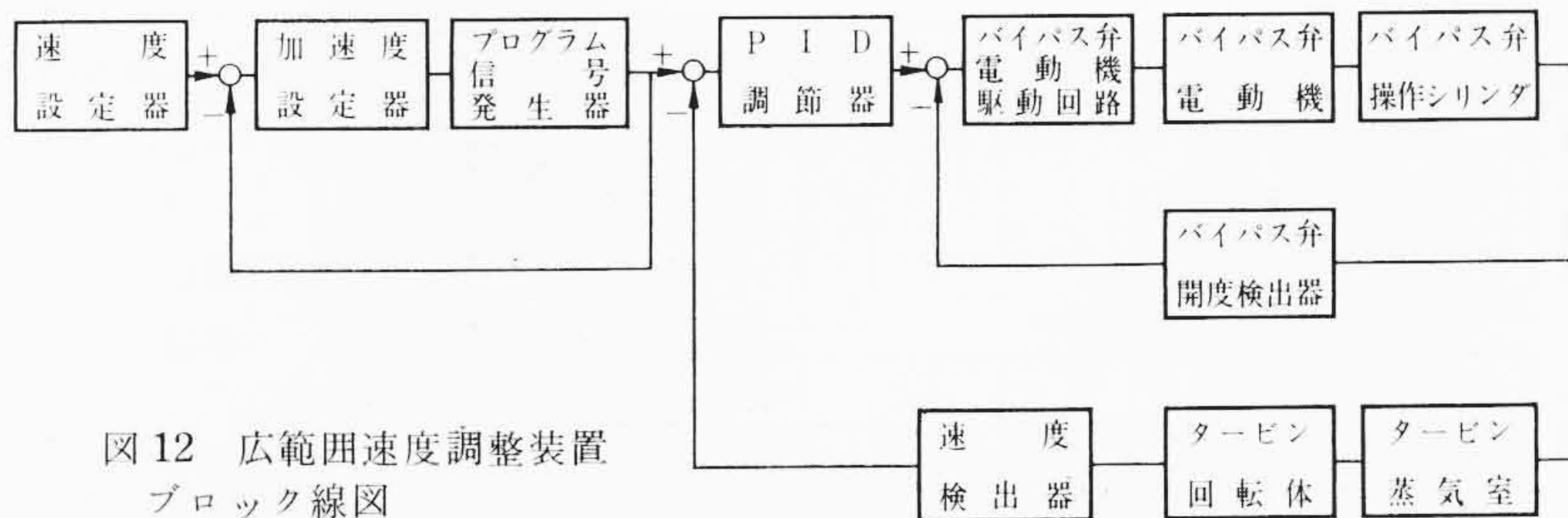
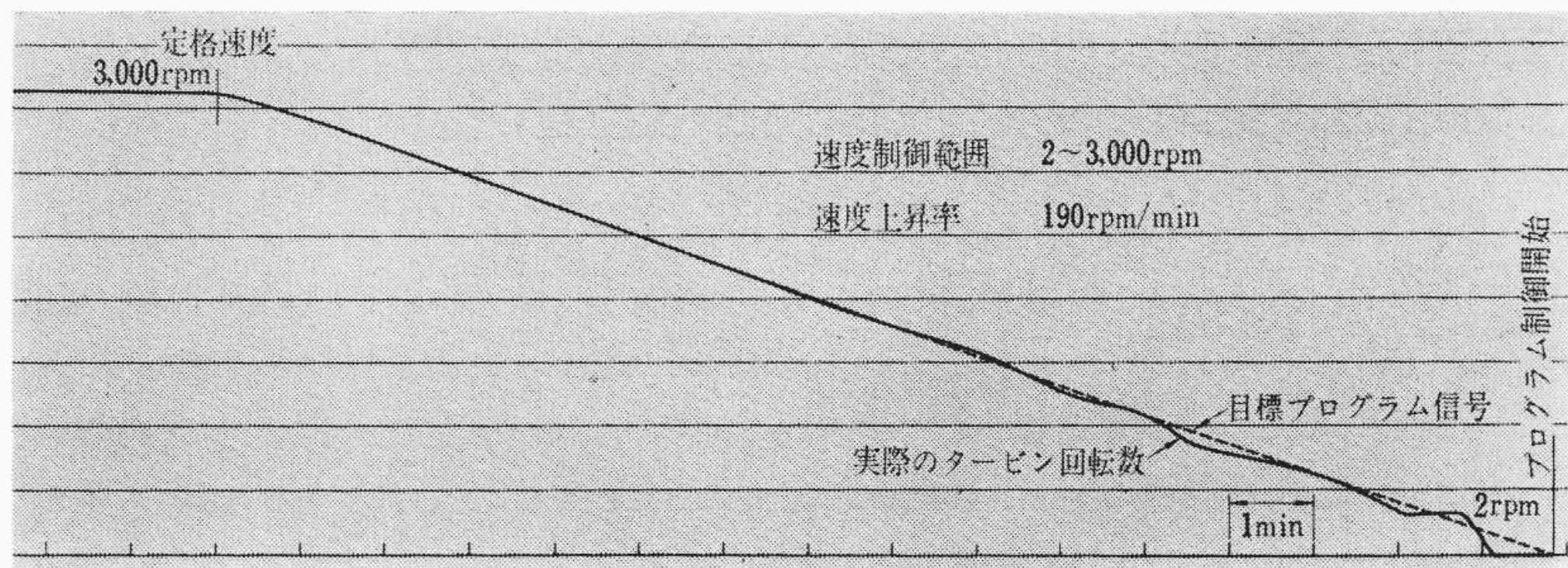
図 12 広範囲速度調整装置
ブロック線図

図 13 広範囲速度調整装置試験記録

とするものである。

このようにして現在の制御系統は一方においてはタービンの速度上昇に対し弁の開鎖速度を高め、これによって負荷遮断以降にタービン内部に流入する蒸気量をできるだけ小さくするが、他方では直接タービン内部に残留する蒸気を復水器中にバイパスする方法も、検討されはじめています。

3. 広範囲速度制御装置

タービンの速度制御については、現在まで機械式、または油圧式が用いられ、かつ速度制御の範囲も、無負荷定格速度の $\pm 6\%$ 、または $-5\% \sim +7\%$ の狭い範囲が用いられていた。これにたいして、タービンの起動を自動的に行なわせるためには、現在まで、手動で行なわれていたタービンの昇速になんらかの新しい装置を導入して、自動的に行なわせる必要がある。

広範囲速度制御装置はこのような目的のために開発されたもので、すでにタービン工場単独試験時これと組合せ試験を実施し、回転数制御範囲、加速度制御ともに、十分計画値を満足する良好な結果を得ている。

3.1 広範囲速度制御装置の仕様

本装置の標準仕様は下記のとおりである。

制 御 方 式	MOA 式連続制御・PID 制御方式
回転数制御範囲	100~4,000 rpm
回転数検出精度	$\pm 0.2\%$ (4,000 rpm において)
加速度制御範囲	$\pm 20 \sim 600$ rpm/min
制 御 操 作 端	タービン全周噴射起動装置

本装置の主要部分は下記のものから構成されている。

目標回転数設定器
加 速 度 設 定 器
プログラム信号発生器
タービン回転数検出器
P I D 調 節 器
タービン主塞止弁バイパス弁用電動機駆動回路
同上弁開度検出器
電 源 装 置

なお本装置の外観を図 11 に示す。

3.2 広範囲速度調整装置の動作原理

図 12 に本装置のブロック線図を示す。本装置の制御方式には、速

度制御範囲が広範囲にわたることを考慮して、その間、十分に良好な追従制御特性を得るため、PID 制御方式を採用している。また、磁気演算増幅器、トランジスタなど静止形の部品が構成されているため、消耗部分がなく、保守点検も容易に行なうことができ、耐久度、信頼度ともに十分高い装置となっている。

目標回転数設定器、加速度設定器に、それぞれ設定を与えると、この 2 種類の指令信号により、タービン回転数制御のための目標プログラム信号電圧を発生する。この信号に追従して、PID 調節器、バイパス弁用電動機駆動回路が作動し、主塞止弁バイパス弁を開閉させるとタービン回転数は上昇し、それが目標設定回転数に達すれば、自動的にその回転数を保持する。

タービン回転数は、デジタル式回転数検出装置により、磁気的に繰返し方形波として検出され、周波数—直流電圧変換器により、アナログ量に変換され、正確な回転数相当の直流電圧が得られる。

この電圧と、タービン回転数目標プログラム信号電圧を比較し、偏差量を零とするよう、PID 調節器、バイパス弁用電動機駆動回路が作動し、主塞止弁バイパス弁を開閉させて、タービン回転数を目標プログラム信号に追従するよう制御するのである。

3.3 広範囲速度調整装置の試験結果

本装置の動作を確認するため、タービン工場単独試運転時、これと組み合わせて、試験を実施した。

試験は設定プログラムによる速度上昇と、目標回転数における整定状況について実施した。

図 13 は本試験結果の一例を示したものである。加速度設定、190 rpm/min、速度制御範囲 2 rpm (タービン、ターニング状態) より 3,000 rpm にて実施したが、約 1,000 rpm までプログラム信号との偏差がやや大きい以後は、ほぼ完全にプログラム信号と一致している。当初プログラムに対する遅れが大きかったが、これは通常のタービン起動においても、ターニング離脱の場合、いったん、相当大的い弁開度をとって、初めてタービンの速度上昇が行なわれることからみても、当然であり、以後のプログラムの偏差が小さくなっている点からも、十分良好な特性と考えられる。また、3,000 rpm に整定した状態においても、回転数は十分安定しており、振動する傾向はまったくみられなかった。

図 14 に上記試験と同一状態のアナコン解析の結果を示す。この場合、偏差信号は約 10 rpm で一様であり、試験結果と、ほぼ良好

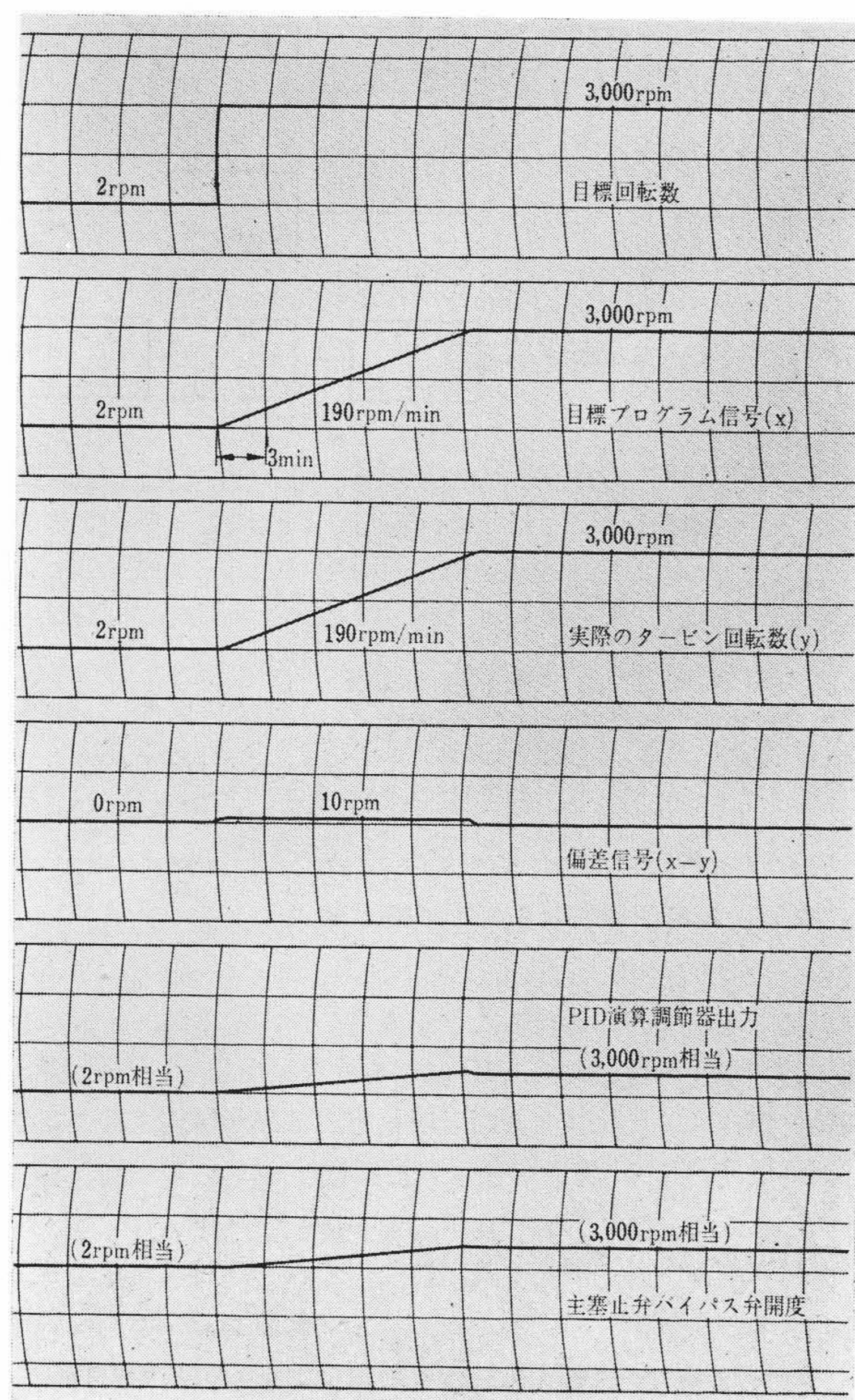


図 14 広範囲速度調整装置アナコン解析結果

な一致をみせている。アナコン解析の結果 1,000 回転以下のプログラム信号に対する偏差は調節器の積分微分時定数を適当に選定することにより十分小さくできることが確認できた。

以上のように試験結果から、本装置の性能はタービンの起動の自動化に対するサブループとして、十分満足できるものであることが確認された。

4. 結 言

蒸気タービンを制御の面からこれをとらえ、加速リレー付ダブルガバナ、シングルガバナによって、負荷遮断時の速度上昇率を中心として、その進歩の状況を、また、広範囲速度調整装置によって、タービンの起動の自動化への進歩を、いずれも実績を中心として述べた。

今後、超臨界圧タービン、原子力タービンの開発に伴う制御計算機制御においてソフトウェアの開発、サブループ制御系の開発など、火力部門における制御の問題は一段と進歩するものと考えられる。われわれも今後さらに一段の努力を続け、十分その要望にこたえることを念願している。

参 考 文 献

- (1) 柴田, 安藤: 電力 43, 1389 (昭 34-9)
- (2) 北川, 斎藤: 日立評論 45, 531 (昭 38-3)
- (3) 桑野, 和田: 日立評論 37, 1003 (昭 30-7)
- (4) 桑野, 安藤: 日立評論 46, 1768 (昭 39-11)
- (5) GE 特許: 昭 40-4684

Vol. 26

日 立 造 船 技 報

No. 3, 4

目 次

- ・ダム放水管の給気管断面積の算定法
- ・船用 2 サイクル過給ディーゼル機関の起動性能
- ・高圧用メカニカルシールの研究 (第 1 報)
——押付け力が密封特性に及ぼす影響——
- ・耐候性高張力鋼の溶接施工法
- ・生型鋳鋼用鋳物砂の実用化
- ・工業用純チタニウムの圧延焼なましの材の電子顕微鏡による直接観察
- ・コルモノイ No. 5 および No. 6 溶接実地適用のための

- 実験
- ・含有物質の放射化分析による液量の測定
- ・進水時の船体運動
——船首落下について——
- ・プロペラバランステストにおける許容量の検討
- ・最近の軸系ねじり振動におけるプロペラ減衰に関する考察
- ・ステンレス鋼管の最小曲げ半径の決定

……………本誌に関する照会は下記に願います……………

日立造船株式会社技術研究所
大阪市此花区桜島北之町 60