

蒸気タービン駆動ボイラ給水ポンプの安定性

Stability of Steam Turbine Driving Feed Water Pumps for Boilers

河竹好一*
Yoshikazu Kawatake

日榮信治**
Shinji Hiei

今井鉄***
Tetsu Imai

内 容 梗 概

従来の電動ボイラ給水ポンプに代わって、蒸気タービン駆動ボイラ給水ポンプが最近の大容量火力発電設備に採用されている。関西電力株式会社堺港火力発電所第1号機250 MW 発電設備のボイラ給水ポンプも蒸気タービン駆動であるので、この新しい駆動方式に対してポンプ系の安定性の検討を行なうとともに、実機を使って蒸気タービン駆動給水ポンプの運転特性および電動給水ポンプとの2台並列運転時の運転特性について検討した。

蒸気タービン駆動給水ポンプ1台と電動給水ポンプ1台との2台並列運転において、発電機出力が定格250 MWの約2/4および3/4負荷で、かつ負荷を一定に保持した動特性試験結果では、ポンプ負荷のステップ変化に対して蒸気タービン駆動給水ポンプは安定した追従性を有することがわかった。また、蒸気タービン駆動給水ポンプおよび電動給水ポンプともに、入力としての制御空気圧変化に対する出力としてのポンプ吐出量の応答特性は一次遅れ特性となり、その時定数は1秒以下で、ポンプ負荷の10%ステップ変化に対して安定した応答をすることが判明した。ポンプ系のゲインはポンプ負荷が大きいほど小さいという結果が得られたが、このことはポンプ負荷が大きいほどポンプ特性曲線ならびにポンプ駆動タービンの制御特性曲線のこう配が大きく、したがってポンプ系として安定であることを意味し、このことはまた理論解析とも一致するところである。

1. 緒 言

火力発電設備の大容量化と効率向上のための蒸気圧力の上昇に伴って、ボイラ給水ポンプも大容量高揚程となり、従来の電動給水ポンプに代わり所内補機用電源電圧を低く抑えることができ、かつ発電所正味発生電力の増大と熱効率の向上をはかることができるなどの利点を持つ蒸気タービン駆動ボイラ給水ポンプが最近の大容量火力発電設備に採用されている。

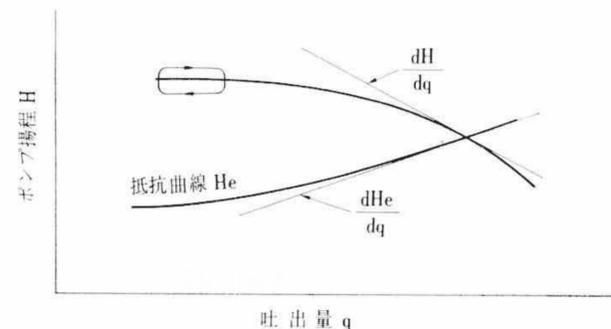
蒸気タービン駆動給水ポンプの大きな特長は、従来の電動給水ポンプの場合における給水調整弁に対して、給水流量調整がポンプ駆動タービンの加減弁開閉による回転数制御によって行なわれる点にある。つまり、従来の電動給水ポンプにおける電動機の単一なトルク特性に対して、蒸気タービン駆動給水ポンプではポンプ負荷に対応するタービントルク特性を有するのである。したがってポンプ系の安定性を考える場合、ポンプ駆動タービンの制御特性もポンプ自体の特性曲線とともに一つの要因となる点で従来の電動給水ポンプとは異なった角度から検討することが必要である。

今回、蒸気タービン駆動給水ポンプを有する関西電力株式会社堺港火力発電所納第1号機250 MW 発電設備について、ポンプ系の安定性判別の検討を行なうとともに、実機を使用した動特性試験によって、蒸気タービン駆動給水ポンプの運転特性および電動給水ポンプとの2台並列運転時の運転特性などについて調べたので以下に紹介する。

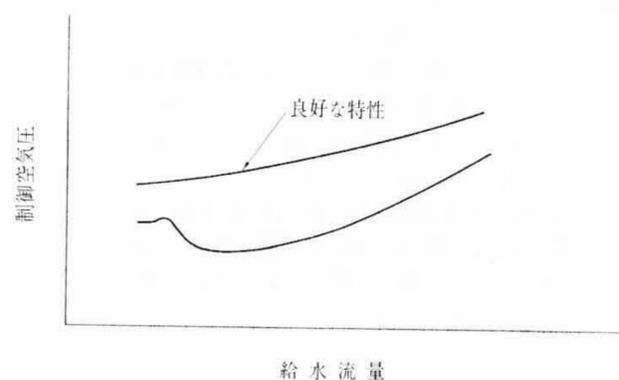
2. ポンプ系の安定性について

一般にボイラ給水ポンプの特性曲線は下降特性を持つことが最も好ましいが、実際の製作品の試験結果では必ずしも下降特性ではなく、第1図に示すように、一部に平坦部を有する特性曲線となることがたびたびある。この平坦部ではポンプの同一揚程に対応する吐出量が2点以上存在することになり、これはポンプの運転上不安定性を有するといえる。

また、ポンプ駆動タービンの特性としては、そのガバナに作用す



第1図 ポンプ特性曲線



第2図 タービン特性曲線

る制御空気圧に従って出力が直線的に変化するものが好ましい。第2図に示すような特性の場合には、制御空気圧に対応する出力が2点存在するので、ポンプ駆動タービンとしては安定性に欠けるといえる。

実際の製品として、ボイラ給水ポンプならびにポンプ駆動タービンの特性が必ずしも上述の理想的な条件を満たさない場合があるが、このときには両者の特性が相互に協調しあって、ポンプ系として安定であればよい。このことは後述の理論式からもいえることである。

ポンプ系に起こる不安定現象については、さきに電動ポンプの場合についての研究があるので⁽¹⁾、本文では蒸気タービン駆動給水ポンプについての検討と試験結果について述べる。

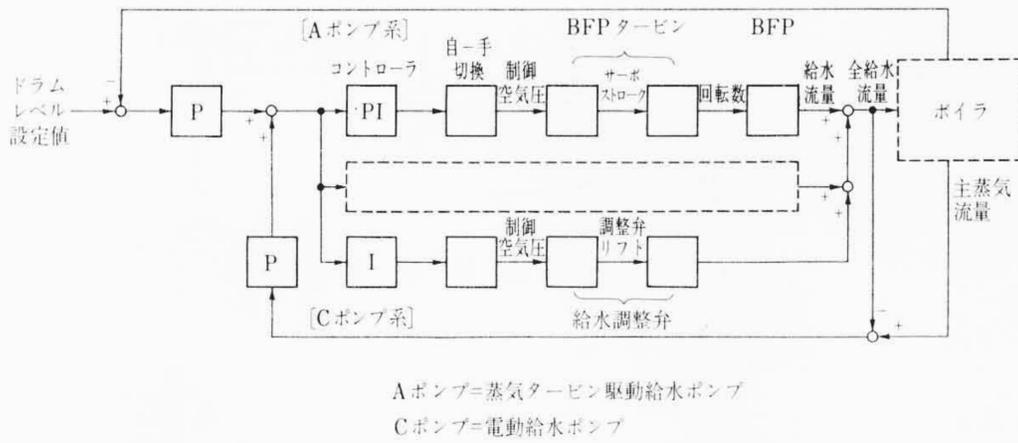
2.1 ポンプ系の安定性の要因

ここで扱う蒸気タービン駆動給水ポンプは、ポンプ吐出量または揚程がポンプ回転数を変化させることにより制御され、回転数の変

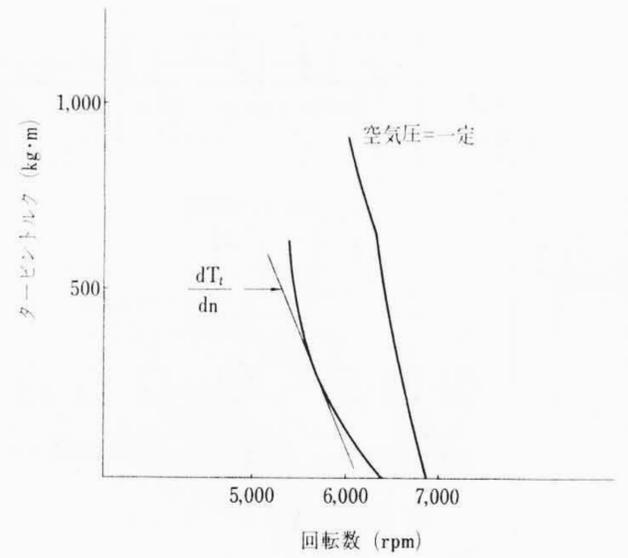
* 日立製作所日立研究所

** 日立製作所電機事業部

*** 日立製作所日立工場



第3図 ドラムレベル制御系



第4図 タービントルク特性曲線

化はポンプ駆動タービンの加減弁開閉による流入蒸気量の制御により行なわれ、さらにタービンの加減弁開閉の制御はボイラの自動燃焼制御系からの制御空気信号により行なわれる。この制御システムを示したものが第3図である。

対象とするポンプ系の安定性の要因としては、ポンプの特性曲線、ポンプ駆動タービンの制御特性およびボイラの自動燃焼制御系が主たるものと考えられる。ここにボイラの自動燃焼制御系が安定性の一要因として考えられるのは次の理由からである。外乱が作用する実際のポンプ系の運転では、常に一定のポンプ負荷で運転されることは少ない。この負荷変動はある時間遅れを持って自動燃焼制御系に伝達され、さらに自動燃焼制御系から発電設備の負荷に見合うポンプ負荷の信号がある時間遅れをもってポンプ駆動機であるタービンへ伝達してポンプ吐出量を変化させるといふ制御系が構成されているため、自動燃焼制御系の制御値、たとえばドラム形ボイラにおけるボイラドラム水位などが発散することなく一定の許容範囲内に取れんする安定制御系であることが、ポンプの運転特性と関連して必要である。これらの安定性の要因が相互に協調をとっていない場合には、ポンプ系は不安定状態にあり、わずかな外乱の作用によりポンプ吐出量および揚程がポンプ運転点まわりで周期的な変動を持続する不安定現象を呈することとなる。

一般に自動燃焼制御系は多数の制御要素によって構成されているので、これらを含めた総合的なポンプ系の検討は他の機会にゆずることとし、本文ではポンプと駆動タービンの特性に基づくポンプ系の安定性について検討する。

2.2 ポンプ系の安定性の解析

ポンプ系が外乱の作用している状態でも、その吐出量、揚程が周期的な変動を生ずることなく安定した運転状態を保持するかいなかには、ポンプの揚程とポンプおよび駆動タービンの回転部のトルク関係式から誘導される次の振動方程式から判別することができる。

$$\lambda \cdot \frac{d^2q}{dt^2} + \mu \cdot \frac{dq}{dt} + \nu \cdot q = 0 \dots\dots\dots (1)$$

λ はポンプおよび駆動タービンの回転部の慣性能率とポンプ系の配管長などの定数によって(2)式のように表わされる正の値である。

$$\lambda = \frac{2\pi I}{60} \cdot \frac{L}{A \cdot g} \dots\dots\dots (2)$$

したがって(1)式においてポンプ系が安定であるかいないかの判別条件式は(3)式ようになる。

$$\mu > 0, \quad \nu > 0 \dots\dots\dots (3)$$

ここに

$$\mu = - \left\{ \frac{2\pi I}{60} \times \left(\frac{dH}{dq} - \frac{dH_e}{dq} \right) + \frac{L}{A \cdot g} \left(\frac{dT_i}{dn} - \frac{dT_r}{dn} \right) \right\} \dots\dots\dots (4)$$

$$\nu = \left(\frac{dH}{dq} - \frac{dH_e}{dq} \right) \times \left(\frac{dT_i}{dn} - \frac{dT_r}{dn} \right) + \frac{dT_r}{dq} \times \frac{dH}{dn} \dots\dots\dots (5)$$

- q : ポンプ吐出流量 (m³/s)
- t : 時 間
- I : ポンプおよびタービンの回転部の慣性能率 (kg・m・s²)
- H : ポンプ揚程 (m)
- H_e : 全管系における流動による損失水頭 (m)
- L : 配管長 (m)
- A : 管断面積 (m²)
- g : 重力加速度 (m/s²)
- T_i : 駆動タービンのトルク (kg・m)
- T_r : ポンプ回転部の抵抗トルク (kg・m)
- n : 回転数 (rpm)

(4)式および(5)式で表わされる判別式中の dH/dq , dH_e/dq は第1図で示されるポンプ特性曲線の接線こう配から、 dT_i/dn は第4図のポンプ駆動タービン特性曲線からそれぞれ図式的に求めることができる。

これらの数値を代入することによって求められる(4)式および(5)式の値が(3)式の安定判別条件を満足するとき、ポンプ系が外乱によってポンプ運転点から一時的に変動しても、持続する周期的な変動に移行することなく所定のポンプ運転点に取れんして安定運転を継続することができる。

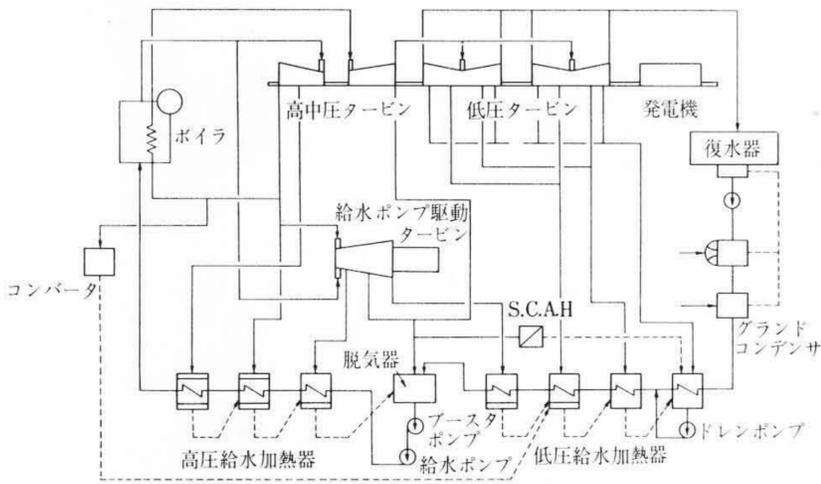
3. プラントおよび機器概要

3.1 プラントの構成

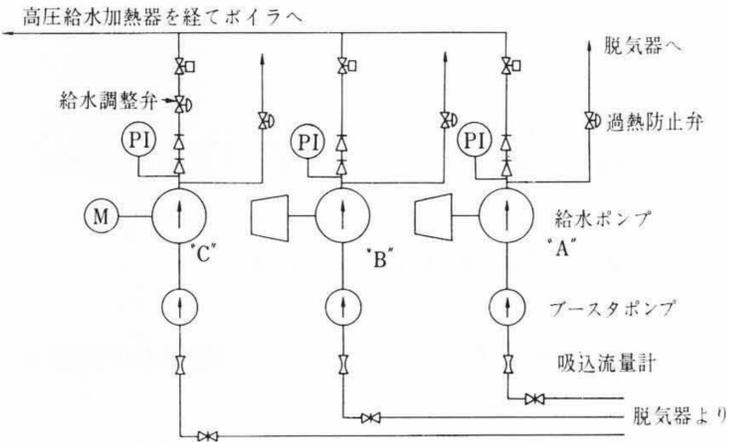
試験を行なった本プラントの計画条件は第1表に示すように、蒸気条件としてはわが国における最高の圧力温度が採用されている。その熱サイクルは第5図に示すように、給水ポンプ駆動タービンはその抽気および排気を給水加熱器に利用する抽気背圧タービンであ

第1表 プラント計画要目

定 格 出 力	250,000 kW
主タービン形式	TC4F-26
主 蒸 気 圧 力	169 kg/cm ² g
主 蒸 気 温 度	566 °C
再 熱 蒸 気 温 度	538 °C
復 水 器 真 空 度	722 mmHg
給 水 温 度	270 °C
抽 気 段 数	8 段(うち2段は給水ポンプ駆動蒸気タービンより抽気)
給水ポンプ駆動方式	抽気背圧タービン駆動(常用2台)



第5図 熱サイクル



第6図 給水ポンプまわり配管系統図

り、主タービンからの6段の抽気を含めて8段抽気の再熱再生サイクルである。

第6図は給水ポンプまわりの配管系統を示す。脱気器からの給水はブースタポンプにより昇圧された後給水ポンプに送り込まれ、所要の揚程および吐出量となって高圧給水加熱器を通り、加熱されてボイラへ送り込まれる。給水ポンプは3台設置されており、このうち2台が常用の蒸気タービン駆動であり、残り1台が起動用および予備機としての電動機駆動である。

3.2 給水ポンプ駆動タービン

3.2.1 給水ポンプ駆動タービン仕様

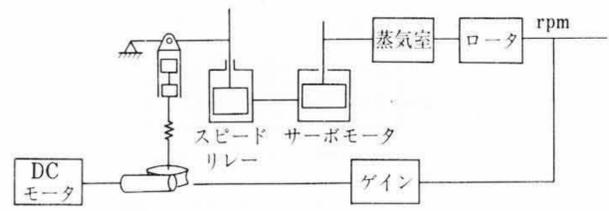
試験を行なった本プラントの給水ポンプ駆動タービンの仕様は次のとおりである。

形 式	横置衝動式単気筒背圧タービン
出 力	3,500 kW
回 転 数	7,000 rpm
蒸 気 条 件	
低压塞止弁前圧力	35.5 kg/cm ²
同 上温度	353°C
高压塞止弁前圧力	169 kg/cm ²
同 上温度	566°C
タービン段落数	6段
抽 気 段 数	2段

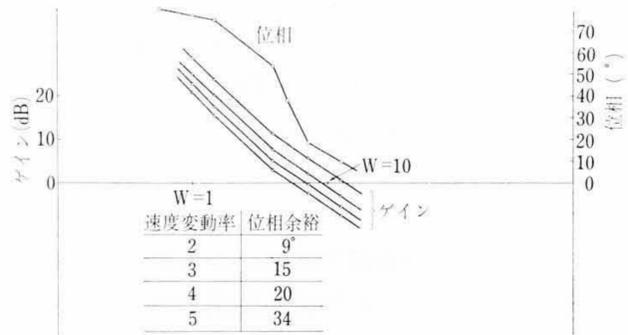
なお、常用運転中の駆動蒸気は第5図の熱サイクルに示すように主タービンの高圧排気系統から抽気され、本タービンの低压塞止弁を通して供給される。また、ユニット起動時あるいは低負荷時には主蒸気系統からの高圧蒸気が高压塞止弁を通して供給される。

3.2.2 給水ポンプ駆動タービンのガバナ単独試験

給水ポンプ駆動タービンのマイナループの安定性を十分確認しておく目的で、工場でガバナの周波数応答試験を行なった。試験は第7図に示すように、DCモータにより调速機を回し、その回



第7図 試験装置



第8図 周波数応答試験結果

転数にサイクリックの変動を与えてサーボモータのピストンの動きをとらえ、蒸気室およびロータの慣性効果を加えて周波数応答線図を求めたのが第8図である。図より速度変動率を2%にしても位相余裕は9度となっていることがわかる。ASMEでは一般にサーボ系は位相余裕が30度以上あれば安定であるとしている⁽²⁾。しかし、これはすべてを理論計算したうえでの数値に、レバーのガタあるいはフリクションによる時間遅れの余裕を含めているものである。本試験は実機を用いて行なったので、それらの時間遅れを含んでおり、位相余裕が正ならば安定であるといえる。

以上の工場試験結果から、給水ポンプ駆動タービン自体のマイナループについて安定であることが確認されたわけであるが、さらに工場試験でポンプを直結して運転し、空気信号に変化を与えて加減弁が全開閉するような大きなショックを与えた結果も、減衰性はきわめて良好であり不安定な傾向は見られなかった。

3.3 ボイラ給水ポンプ

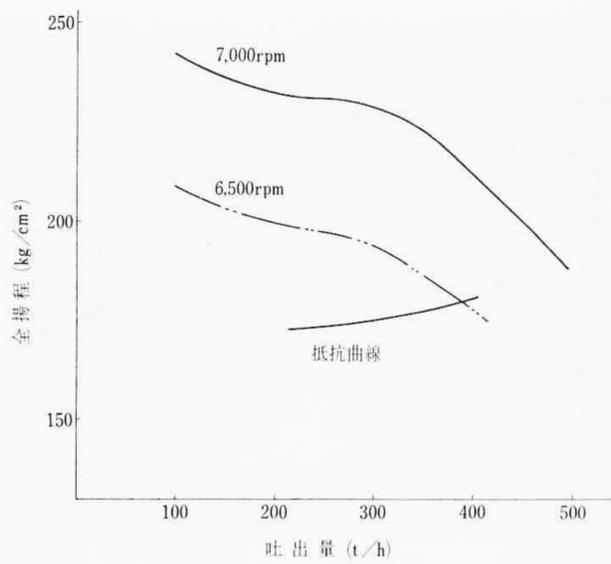
3.3.1 ボイラ給水ポンプ仕様

前項の蒸気駆動タービンに直結される給水ポンプの仕様は下記のとおりである。

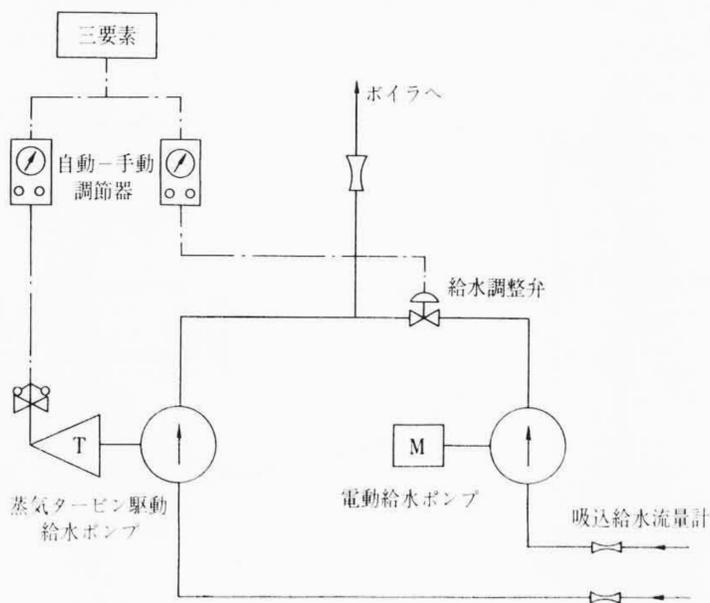
形 式	横軸パーレル形多段タービンポンプ
容 量	450 t/h
揚 程	199.45 kg/cm ²
回 転 数	7,000 rpm
な お、電動機（三相誘導電動機）駆動の給水ポンプも上記と同一仕様である。	
形 式	横軸両吸込形ポリュートポンプ
容 量	450 t/h
揚 程	4.55 kg/cm ²
回 転 数	1,755 rpm

3.3.2 給水ポンプの工場試験

給水ポンプの工場試験結果は第9図に示すとおりであり、回転数をパラメータとして描かれている。回転数7,000 rpmの特性曲線はその一部にやや平坦部と見られる個所があるが、発電機出力が定格250 MWに相当するポンプの運転点はポンプ吐出量約395 t/h/1台でありその回転数は約6,500 rpmであるから、実際運転においてこの平坦部に運転点がくることはない。また、回転数が



第9図 ポンプ特性曲線



第10図 ボイラ給水ポンプまわり制御系統図

7,000 rpm より低い場合の特性曲線は、図の鎖線にて示されるように曲線が全体に右下がりの形をとると考えられ、この場合には特性曲線の全領域が運転上安定点と予想される。

4. 動特性試験方法

4.1 試験負荷

動特性試験は下記の2種の負荷について、ともに蒸気タービン駆動給水ポンプ1台と電動給水ポンプ1台との2台並列運転状態で行なった。試験中は発電機負荷を一定としたので、ボイラへの全給水流量は一定値に制御された。

2/4 負荷試験

- 発電機出力 125 MW
- 主蒸気圧力 140 kg/cm²g
- 全給水流量 508 t/h
- 給水圧力 145 kg/cm²g

3/4 負荷試験

- 発電機出力 187 MW
- 主蒸気圧力 160 kg/cm²g
- 全給水流量 738 t/h
- 給水圧力 166 kg/cm²g

なお、試験は発電所の試運転時に行なったため主蒸気圧力、温度は計画値より低かった。

4.2 ポンプ負荷のステップ変化と変化幅

前述のような蒸気タービン駆動給水ポンプと電動給水ポンプとの並列運転において、ポンプ系の安定性の判別および運転特性を調べるため次の方法によりステップ変化を与えた。

第2表 動特性試験種目

	蒸気タービン駆動給水ポンプ= 手動 電動給水ポンプ= 自動	蒸気タービン駆動給水ポンプ= 自動 電動給水ポンプ= 手動
2/4 負荷 試験	↑	↑
	↓	↓
3/4 負荷 試験	↑	↑
	↓	↓

(注) ↑: 手動運転ポンプの給水流量をステップ増加
↓: 手動運転ポンプの給水流量をステップ減少

発電機負荷は一定保持としたのでボイラへの全給水流量は一定値に制御され、第10図に示す制御系により試験直前では2台の給水ポンプはともに全給水流量のほぼ1/2ずつを受持った自動運転となっている。ここで蒸気タービン駆動給水ポンプをステップ変化させるには、第10図の蒸気タービン駆動給水ポンプ系の自動—手動調節器によって自動運転から手動運転に切り替え、調節器の制御空気圧をステップ変化させることによりポンプ負荷(給水流量)を変化させた。このとき電動給水ポンプを自動運転にし、蒸気タービン駆動給水ポンプの給水流量変化分を吸収させてボイラへの全給水流量を一定値に保った。逆に、電動給水ポンプをステップ変化させるときには、蒸気タービン駆動給水ポンプを自動運転とし、電動給水ポンプの給水流量変化分を吸収せしめてボイラへの全給水流量を一定値に保った。

ポンプ負荷(給水流量)のステップ変化幅は、手動運転ポンプの吸込給水流量の約10%とし、吸込給水流量のステップ増加、ステップ減少の両方について試験した。したがって、自動運転、手動運転および吸込給水流量のステップ増加、ステップ減少の組合せにより第2表に示すように8ケースについて動特性試験を行なった。

なお、測定項目および測定方法としては、手動運転の系統の制御空気圧を入力とし、ポンプ駆動タービンのサーボモータストローク、回転数、吸込給水流量、電動給水ポンプの給水調整弁リフト、全給水流量を出力として、これらの平衡値からの変化量をオシロにとり、同時にこれら諸量の初期値、最大または最小値、最終値を計器より読みとった。

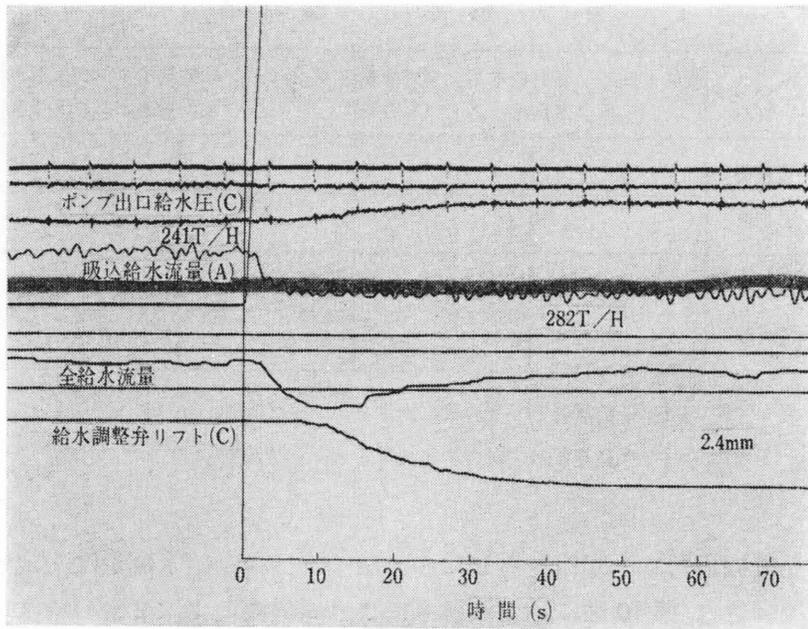
5. 試験結果ならびにその検討

5.1 応答特性について

蒸気タービン駆動給水ポンプと電動給水ポンプとの2台並列運転における動特性試験結果のオシロを第11図および第12図に示す。両図ともに、蒸気タービン駆動給水ポンプを手動運転とし電動給水ポンプを自動運転にし、手動運転である蒸気タービン駆動給水ポンプに対しその吸込給水流量の約10%をステップ増加させた場合のものである。図から明らかなように2/4負荷試験および3/4負荷試験のいずれについても、蒸気タービン駆動給水ポンプはステップ変化に対してその吸込給水流量が良好な追従性と安定性をもって応答していることがわかる。同様のことは吸込給水流量のステップ減少についても確認することができた。

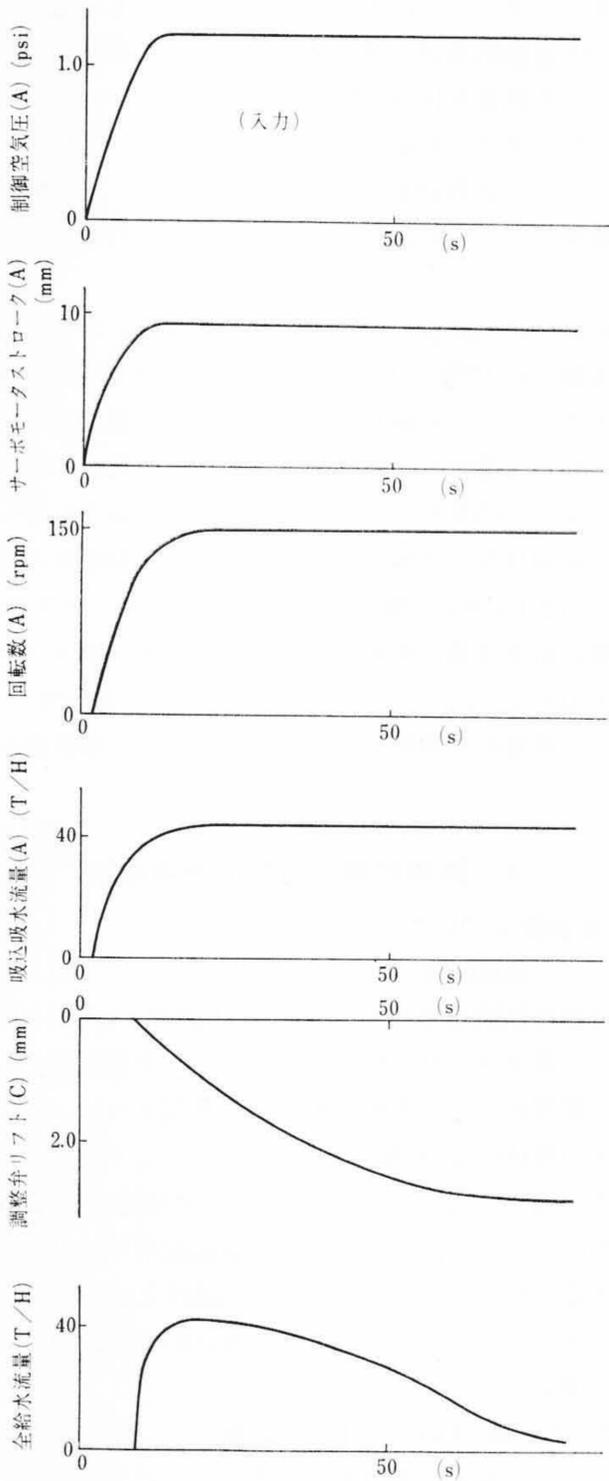
第13図および第14図は3/4負荷試験のオシロを整理した応答曲線を示したものである。第13図は蒸気タービン駆動給水ポンプに対し、また第14図は電動給水ポンプに対して、それぞれ吸込給水流量の約10%のステップ増加を与えた場合である。

第13図から、蒸気タービン駆動給水ポンプの制御空気圧のステップ増加に対しこれよりわずかに遅れて回転数およびポンプの吸込給水流量が増加し、全給水流量も一時的に増加する。しかし発電機出



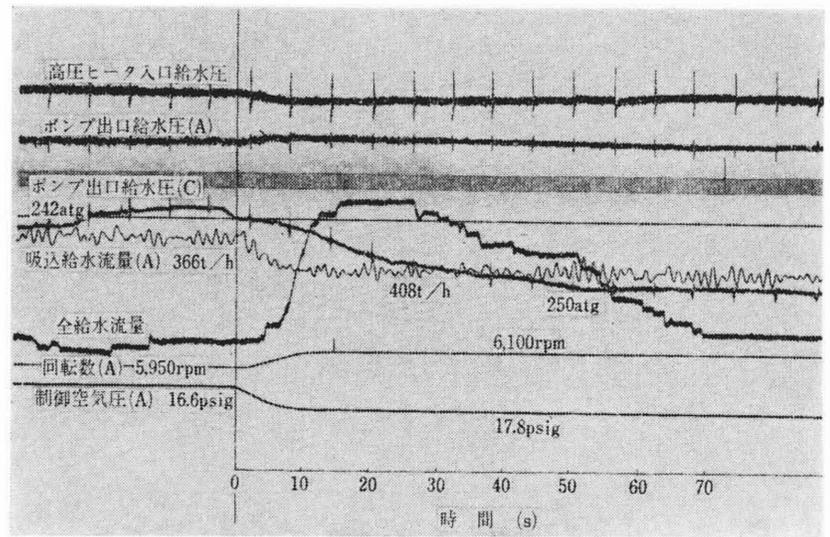
(A) 蒸気タービン駆動給水ポンプ=自動運転
(C) 電動給水ポンプ = 手動運転
電動給水ポンプの吸込給水流量の約10%をステップ増加

第11図 2/4 負荷動特性試験オンログラム



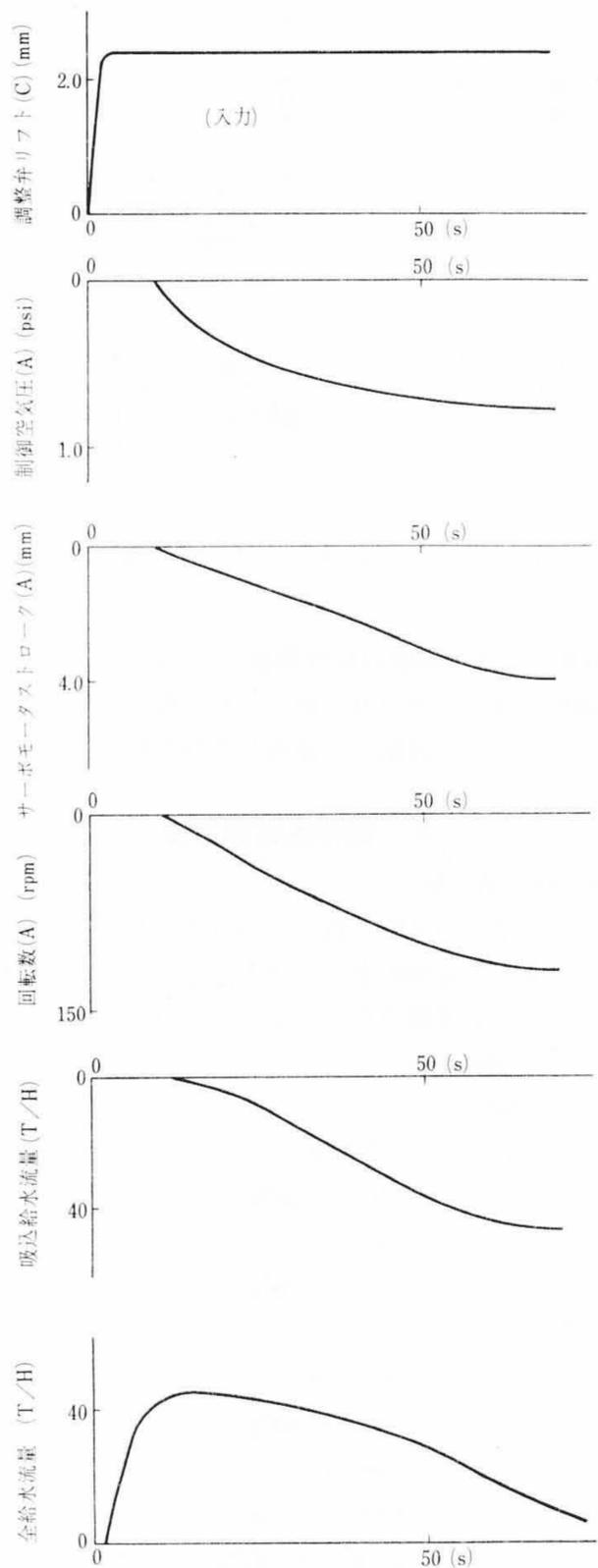
(A) : 蒸気タービン駆動給水ポンプ=手動運転
(C) : 電動給水ポンプ = 自動運転
蒸気タービン駆動給水ポンプの吸込給水流量の約10%をステップ増加

第13図 3/4 負荷動特性試験結果(その1)



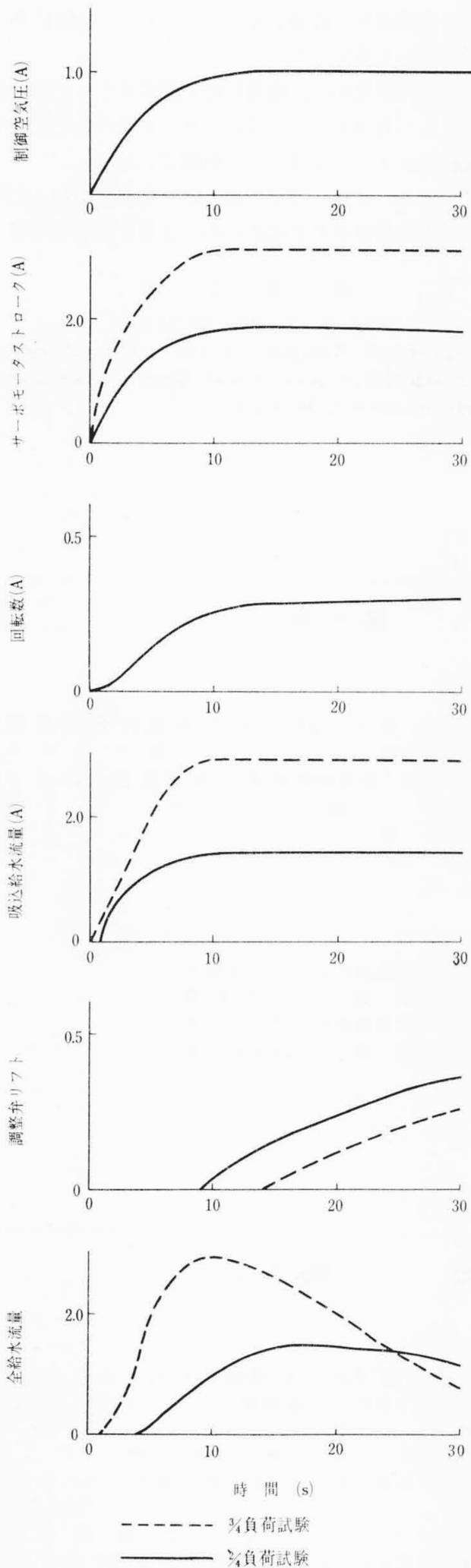
(A) 蒸気タービン駆動給水ポンプ=手動運転
(C) 電動給水ポンプ = 自動運転
蒸気タービン駆動給水ポンプの吸込給水流量の約10%をステップ増加

第12図 3/4 負荷動特性試験オンログラム



(A) : 蒸気タービン駆動給水ポンプ=自動運転
(C) : 電動給水ポンプ=手動運転
電動給水ポンプの吸込給水流量の約10%をステップ増加

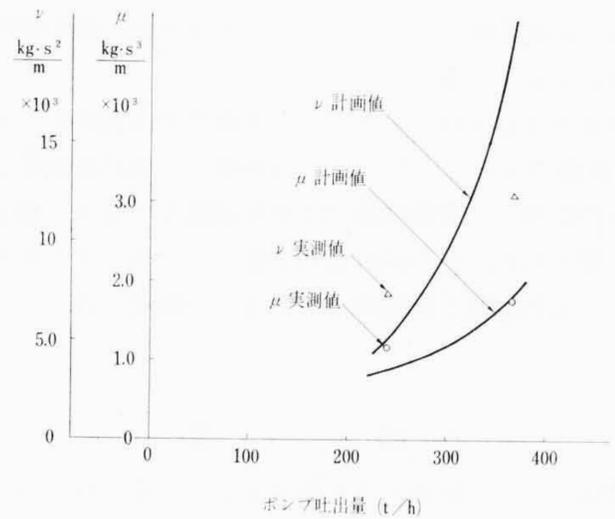
第14図 3/4 負荷動特性試験結果(その2)



第15図 ゲイン 応答 特性

力が一定に押えられている制御状態にあるので、全給水流量の増加はドラムレベルを上昇させ、レベルコントローラは減少の信号を電動給水ポンプの給水調整弁に与えるため、給水調整弁リフトは閉じはじめ、全給水流量は漸次減少する。

第14図は電動給水ポンプに対し吸込給水流量の約10%をステップ増加させた場合である。蒸気タービン駆動給水ポンプの回転数および吸込給水流量が減少するにしたがい全給水流量が漸次減少していくことを示している。前の第13図と本図とから蒸気タービン駆動給水ポンプと電動給水ポンプとの応答性の差異については、それ



第16図 μ, ν 線 図

ぞれサーボモータストロークおよび給水調整弁リフトがほぼ同一の時間遅れをもって応答していることから、両者の間に著しい差異は認められない。

結局、ポンプ吸込給水流量および全給水流量の応答特性からみて、給水ポンプならびにポンプ駆動タービンともに安定した追随性を持っており、ポンプ系がきわめて安定であることが明らかである。

5.2 時定数およびゲインについて

第15図は試験結果のゲイン応答特性である。図中の破線は2/4負荷試験、実線は3/4負荷試験のもので、いずれもポンプ吸込給水流量のステップ増加とステップ減少の場合の平均値をとっている。図の縦軸の数値は

$$K = \frac{\frac{\text{出力の変化量}}{\text{出力の初期値}}}{\frac{\text{入力の変化量}}{\text{入力の初期値}}}$$

から算出したゲインであり、入力としては手動運転ポンプの制御空気圧をとった。図において、吸込給水流量のゲインは2/4負荷においては $K=2.97$ 、3/4負荷においては $K=1.50$ と算出され、負荷によってゲインがかなり変化することがわかる。入力としての制御空気圧の変化がステップ状ではなく、かなり時定数の大きい一次遅れで変化しているため、給水ポンプとポンプ駆動タービンをひとまとめにした伝達関数（入力=制御空気圧、出力=ポンプ吸込給水流量）を簡単に定めることはできないが、一次遅れ要素に一次遅れの入力があった場合の出力の応答を考慮して、求める伝達関数が一次遅れ要素で近似できると思われる。その時定数は0.3秒程度と算出され、負荷の変化による時定数の変化、給水流量の増減による時定数の変化はほとんどない。したがって制御空気信号の配管系の一次遅れの時定数として数秒を加えても、ボイラの伝達関数のように時定数の大きい系と組み合わせて解析するときは、給水ポンプおよびポンプ駆動タービンの伝達関数はゲインのみと考えてよい。

ゲインが高負荷になるほど小さいということは理論解析結果と同一の傾向を示すものであり、給水ポンプ特性曲線のこう配の絶対値が高負荷において大きくなることとポンプ駆動タービンのゲインが高負荷において小さくなることに起因する。

5.3 μ および ν 値

第16図は前述の2.2項の(4)式、(5)式で表わされる μ および ν 値について計画値と試験値とを表わしたものである。試験値の μ および ν 値はいずれも正の値となり、(3)式の安定性判別条件式を満足しポンプ系が安定であることを理論上から示している。ポンプ負荷が大きいほど、 μ および ν も大きくなっているが、これはポンプの特性曲線のこう配とポンプ駆動タービンのトルク特性曲線のこ

う配がポンプ負荷が大きいほど大きくなり、ポンプ系として、より安定となることを意味している。このことはまた、図中の計画値とも傾向を同じくしている。

試験値の μ および ν は、いずれも2/4負荷では計画値よりやや大きく、3/4負荷ではやや小さいが、計画値が工場試験結果より算出されているのに対し、実機試験では配管抵抗など種々の要素が作用していると考えられ、その差が原因となっているものと思われる。いずれにしても計画値と試験値とはかなりの精度で合っているといえる。

6. 結 言

以上、蒸気タービン駆動ボイラ給水ポンプの安定性について実機

による動特性試験結果の概要を述べるとともに、試験結果と理論解析との比較についても記した。

本動特性試験の結果から、使用した実機がすぐれた追随性と安定性を有することが判明するとともに、ポンプ系の安定性が理論解析の結果と比較的によく一致することが確認された。

終わりにのぞみ、試験に際して種々のご協力を賜った関西電力株式会社堺港火力発電所の各位に心から謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 草間：機械学会誌 62, 485 (昭34-6)
- (2) A Simplified Analysis of the no Load Stability of Mechanical-Hydraulic Speed Control System for Steam Turbines 60-WA-34 ASME

第 27 巻 日 立 第 8 号

目 次

- 利根の水を東京へ
- 雷と送電線
- 飛行場から工場通路まで
- 流れるプー(季節の話題)
- カラジオの雑音
- 工業計器の進歩
- タクシ-無線

- 成果のかけに「500万V衝撃電圧発生装置」
- 電線百話「ヒョウタン形ケーブル」
- 明日への道標「東海銀行納電子為替交換システム」
- ハイライト「厨房セッター」
- 読者の声「トランシーバー」
- ニュース

発行所 日立評論社
取次店 株式会社 オ-ム社書店

東京都千代田区丸の内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

Vol. 26 日立造船技報 No. 1~2

目 次

- 論 文
- プロペラによってかじが受ける起振力について
 - 二重吸入口つきアングル弁の抵抗測定
 - 冷蔵庫防熱壁の伝熱に関する二、三の考案
 - 進水用コロの強さ (第1報)
 - 球形タンク支持脚付近の局部応用
 - 高張力鋼のカセイソーダ水溶液中における耐食性
 - 原油燃焼の前処理法 (第3報)
——各種原油の処理試験——

- PS連続合成げたの終局強度に対する基礎実験
- タッピング作業における切削トルクとめねじ拡大量
- 波形マンホールカバーの強さ
- 3.5%Ni鋼の熱間加工法
- コルモノイ合金の吹付溶接の実地適用のための実験 (第2報完)
- ヘリアークスポット溶接施工法
- 水圧鉄管組立中におけるX線散乱線量率の分布測定
- ぎ装工作への接着剤の利用

.....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