

火力発電所用ポンプの仕様決定

Determination of Pump Specifications for Thermal Power Plant Use

板谷 義郎* 斎藤 良造** 小田 保光***
Yoshirô Itaya Ryôzô Saitô Yasumitsu Oda

要 旨

火力発電所の補機は、タービン発電機またはボイラの規定された出力を確保し、かつ、これらの予想されるあらゆる運転または状況に対し、運転計画を満足する仕様が与えられねばならない。そのため補機の仕様は、主機の出力に対し、必要に応じてある程度の余裕をもって決定される。

本文は、発電所用主ポンプについて余裕の考え方および仕様決定上の問題点を記した。

1. 緒 言

火力発電所の補機は、タービン発電機またはボイラの規定された出力を確保し、かつ、これらの予想されるあらゆる運転または状況に対し、運転計画を満足する仕様が与えられねばならない。そのため補機の仕様は、主機の出力に対し、必要に応じてある程度の余裕をもって決定される。しかし、最悪の事態のみ考慮して補機仕様を決定すると、ともすれば過大な余裕となり、いたずらに補機動力を消費し、発電所全体の効率を低下するのみならず部分負荷運転などに支障をきたすこともありうる。したがって、補機の余裕は、予想される運転または状況に対する割りきり方と、補機動力および設備費などのバランスから決められるもので、発電所計画の基本的な方針の一つを示すものであろう。

日立製作所では、火力発電所の補機の仕様、設計、検査および運転などについて、社内の火力補機委員会の審議をへて「火力補機基準」を決めているが、本文はこの基準の一部を参考にし、特に主ポンプの仕様決定の考え方を紹介するものである。

2. ボイラ最大蒸発量

火力発電所の補機は、ボイラ最大蒸発量を基準に決められるものが多い。したがって、与えられたタービン発電機の出力に対し、ボイラの最大蒸発量をどのように決めるかが、補機仕様決定の基本になる。

ボイラの蒸発量は、タービンへの流入蒸気量によって決まるが、タービンの可能出力は、通常与えられた排気真空と補給水率にて定格出力が出せるものとして規定される。たとえば真空 689.8 mmHg (3.0 inHg)、3% 補給水率において定格出力が出せるものと規定される。この状態でのタービン流入蒸気量をタービンの最大保証流入蒸気量と呼ぶ。この最大保証流入蒸気量に対し、タービンは、2~5% の余裕をみて設計され、この流量をタービンの設計流入蒸気量 (Max design flow) と呼んでいる。

ボイラ最大蒸発量は、タービンの最大保証流入蒸気量に、流量計の誤差などを考慮し、約 2% 前後の余裕をみて決定すればよいであろう。すなわち

- (a) 事業用プラントならびに産業用においても純然たる復水式発電プラントの場合

$$(\text{ボイラ最大蒸発量}) = (\text{タービン最大保証流入蒸気量}) \times \text{約 } 1.02$$

- (b) 産業用プラントなどでタービンバイパス、プロセス蒸気を同時に送気する場合

$$\begin{aligned} (\text{ボイラ最大蒸発量}) &= (\text{タービン最大保証流入蒸気量}) \\ &\times \text{約 } 1.02 + (\text{プロセス蒸気量}) \\ &+ (\text{その他必要蒸気量}) \end{aligned}$$

3. ポンプ仕様

3.1 ボイラ給水ポンプ

(i) 容 量

火力技術基準の規定を満足する範囲で、ボイラの最大蒸発量に対し、特に余裕はつけなくともよいであろう。なぜならばすでにタービンおよびボイラで余裕をとっており、さらに給水ポンプに余裕をつけることは、余裕のうえに余裕を重ねることになるからである。近年、高温高圧用ボイラ給水ポンプの技術開発により、ポンプ内部の漏えい損失を制限する高速、しゅう動部分の材質、構造および製作方法に改良が加えられた結果、耐食、耐摩耗性能が一段と向上した。これらのこともあって、給水ポンプの経年変化による内部漏えいの増大は大きなものではなく、これによる容量低下は、上記の主機の余裕および次に述べる揚程の余裕でカバーするものと考えてよいであろう。また仮に長期間の運転によって内部漏えいの増大が無視できない程度になったときには、定検時にごく限られた部品を交換することにより再び性能を回復することができる。

よってボイラ給水ポンプの容量は、事業用プラントにおいては、ドラムボイラおよび貫流ボイラのいずれの場合も、常用運転台数にてボイラ最大蒸発量運転時の総給水量を供給できるものとし、特に余裕はつける必要はないだろう。なお、この総給水量には、間欠的に使用されるスートブロウ用蒸気、アテンペレータ用給水などを含まない。ただし、産業用プラントの場合で、多缶がヘッドでつながる場合あるいはタービンバイパス、プロセス蒸気量の変動幅によっては、ボイラ最大蒸発量に対し、最大 20% 程度の余裕を必要とすることもある。

(ii) 揚 程

揚程は一般に下式によっている。

- (a) ドラムボイラの場合

$$(\text{給水ポンプ揚程}) = (\text{ドラム圧力}) + (\text{系統の抵抗損失}) + (\text{静水頭}) + (\alpha) - (\text{押込圧力})$$

- (b) UPボイラの場合

$$(\text{給水ポンプ揚程}) = (2\text{次過熱器出口圧力}) + (\text{系統の抵抗損失}) + (\text{静水頭}) + (\alpha) - (\text{押込圧力})$$

上式におけるドラム圧力、2次過熱器出口圧力、抵抗損失、押込圧力などはいずれもボイラ最大蒸発量時のものである。また (α) は余裕であるが、運転状態による圧力変動あるいは抵抗損失の変化を考慮してドラム圧力あるいは2次過熱器出口圧力の 5~6% にとる場合が多い。この揚程の余裕は、通常の圧力状態での

* 日立製作所電機事業部

** 日立製作所日立工場

*** 日立製作所亀有工場

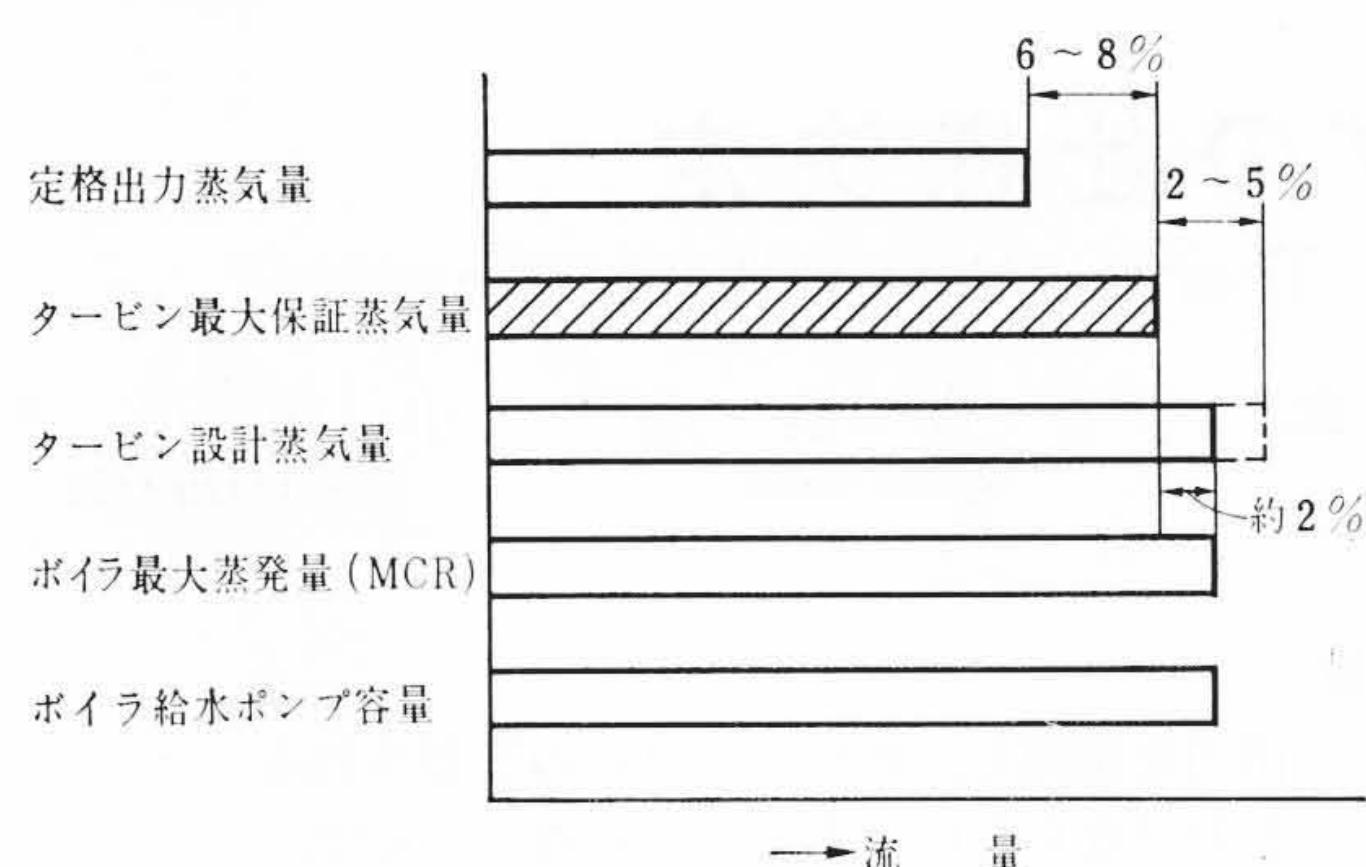


図1 各機器流量の関係図

運転では容量余裕にもなる。

上式のボイラ最大蒸発量は前記にて決められたものであるが、他の理由から、これ以上の余裕をもってボイラ最大蒸発量を決めた場合は、別に検討を必要とする。

図1は、タービン、ボイラおよび給水ポンプの各流量の関係を示したものである。

3.2 循環水ポンプ

(i) 容 量

復水器の所要水量とその他（系統にもよるが）軸受冷却水冷却器の所要水量を供給できる容量で、ポンプとしての余裕は必要としない。なぜならば、余裕の問題は復水器の設計水温と冷却管の清浄度の決定により大きく関連しているからである。特に、設計水温の決定はプラント全体の経済性に及ぼすことが大きく、プラント計画の初期において慎重に決定さるべきものである。循環水ポンプは、通常2台常用運転で、予備ポンプはおかれたい。

$$(\text{循環水ポンプ容量}) = \frac{1}{2} \{ (\text{復水器所要水量}) + (\text{軸受冷却水冷却器所要水量など}) \}$$

すなわち、50%容量のポンプの2台常用運転になる。

1台停止時の場合でも機器および配管の抵抗損失の関係から、通常はポンプ1台でも全所要水量の60%は供給可能であり、また、その際の冷却水温のいかんによっては、プラントとしては100%の運転が可能であるから、余裕は必要としないであろう。逆に配管などの損失水頭に余裕をとりすぎると、冬期などのいわゆる1 PUMP-2 SECTION 運転時に循環水ポンプは、定格水量をはるかに上まわる吐出量で運転することになり、この結果循環水ポンプ自体にキャビテーションおよびこれに伴う振動を発生したり、あるいは、自己潤滑水圧が不足したりする。また復水器の設計水温に余裕をとりすぎると、不経済な復水器となるばかりでなく、冷却水温の低いとき真空が高くなりすぎる。これらを防ぐため弁の開度を調整すると弁およびその下流側の配管に浸食を生ずることもあるので、プラント計画上、過大な余裕は極力避けるべきである。

なお、冷却池、冷却塔などを使用する場合の余裕については、別に検討を要しよう。

(ii) 揚 程

ポンプ仕様水量にて、機器および配管の抵抗損失、静水頭、サイフォン効果により決められる。水路および配管、機器に海生物などの付着が予想される場合はこれによる抵抗損失の増大も考慮されねばならない。

大容量火力発電所では、循環水ポンプとして立形斜流ポンプが多く使用される。この場合ポンプの特性は傾斜の急な右下り特性、すなわち揚水量が減少すると全揚程が急速に高くなるので、起動時に循環水管系のサイフォン形成に必要な揚程の不足が問題になることはほとんどない。しかし、中小容量のプラントで、循

環水ポンプに渦巻ポンプを使用する場合には、その特性が比較的平坦なため起動時のサイフォン形成は、プライミングエゼクタなどの使用と考え合わせて、その揚程を決める必要がある。

3.3 復水ポンプ

(i) 容 量

復水ポンプの容量は、次の各種の場合について運転台数とも考え合わせて決定される。

- 定格条件での定格出力時の復水量基準
- タービンの最大保証流入蒸気量時の復水量基準
- 高圧ヒータをサービスアウトして過負荷運転を行なう場合の復水量基準
- 低圧ドレンポンプ故障などで、低圧ヒータドレンを復水器に入れる場合の復水量基準（(a)～(c)の各項について検討が必要）

復水ポンプの台数は、プラント出力により異なるが、1台常用1台予備の場合と2台常用1台予備の場合とがある。(a)(b)の運転は、復水器冷却水温の変化も考慮し基本的な運転として計画されたものであるから、当然常用機のみで運転を可能とすべきである。(c)の運転は、過負荷の運転率を考慮すれば、常用機と予備機の併列運転でよからう。また(d)の場合も事故時の場合であるから常用機と予備機の併列運転でよいと思う。

すなわち、復水ポンプの容量はタービン最大保証流入蒸気量時の復水量を基準にし、これに給水ポンプ用の封水、補給水量、その他各種ドレン量を考慮して決められる。

(ii) 揚 程

上記の各運転の場合について最も高揚程になるものによって決定される。ただし常用機と予備機の併列運転の場合は、1台当たりの吐出量が減少しポンプの特性上高揚程が得られるので、その点も考慮して決めるべきである。通常は容量と同じくタービン最大保証流入蒸気量時の条件で決定すればよい。

3.4 低圧ヒータドレンポンプ

復水ポンプと同じ運転状態について検討すればよい。ただし、ドレンポンプの台数については、復水ポンプの項にも記したように、ドレンポンプの故障時でも予備の復水ポンプを運転すれば定格出力を確保できるから、ドレンポンプの予備機は設備しなくともよいであろう。

予備機を設備しないとすれば、各運転状態のうち、ドレン量最大時の場合で決めることになり(b)または(c)の場合になる。すなわち、タービン最大保証流入蒸気量時のドレン量または高圧ヒータをサービスアウトして過負荷運転を行なう場合のドレン量によって決定される。揚程についても同様である。

3.5 軸受冷却水ポンプ

軸受冷却水ポンプの容量は、各補機の所要冷却水量の集計によって決まるので、それぞれの補機で勝手に余裕をつけると、非常に大きな余裕になってしまうおそれがあるので注意を要する。補機冷却水量は、一般に冷却水の温度上昇を5℃で設計するのが適当であろう。

各補機への冷却水圧力を一定に保つため、通常、冷却水ヘッドタンク、あるいはヘッドパイプが使用される。これらの位置は、建屋の関係から、その設置高さが決められるが、ボイラのO₂アナライザなどが比較的高い位置にあるため、タンク位置を決める場合検討を要する。さらに高水圧を要するものは、ポンプ吐出圧を直接利用するよう配管の分岐点を考慮する。ポンプの揚程は、タンク設置高さによって決められる。

参考のため各出力別所要冷却水量の実績を表1に示す。

表1 軸受冷却水量の実績

出力(MW)	所要冷却水量 (t/h)
125	700
175	800
220	1,000
250	1,100~1,200
350	1,200~1,300

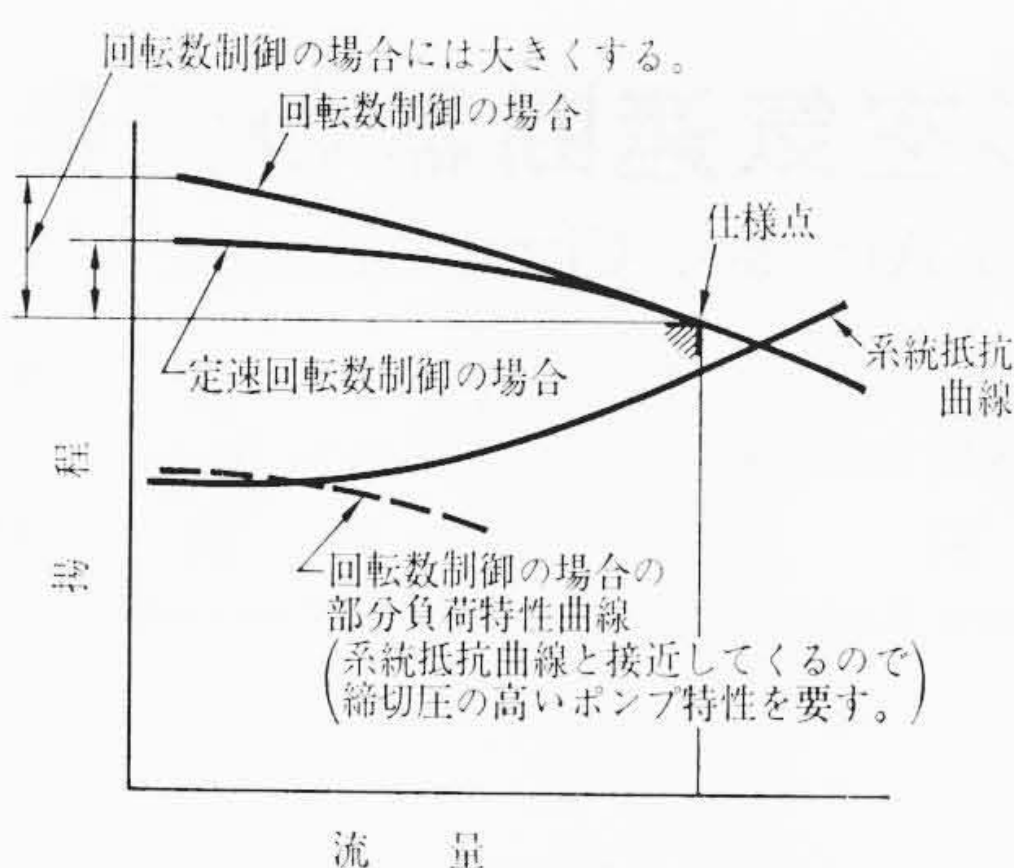


図2 ポンプの締切揚程

3.6 ポンプ性能

最小限度の余裕で決められた仕様に対し、ポンプは仕様点を下まわることは原則として許されない。そのため、多少仕様点を上まわるように設計、製作されるのはやむをえないが、あまり余裕をとると、原動機出力が大きくなりプラントの補機動力が増大する。

さらにプラント全体の運転制御を考えた場合、ポンプとして仕様点を満足するのみならず、ポンプの部分負荷特性も、予想特性に対しあまりかけはなれたものであってはならない。火力プラントに使用されるポンプは、ポンプの制御方式にもよるが、ボイラ給水ポンプ、復水ポンプ、復水昇ポンプ、ドレンポンプなど圧力容器に接続され、運転範囲の広いものは原則として、容量、揚程の特性曲線はいわゆる下降特性のものが望まれる。

表2は、各ポンプのプラント全体の補機動力および運転制御に及ぼす影響を考慮して決めてみたものである。

3.7 ポンプ原動機

ポンプの原動機出力は、表2の仕様点の裕度を考慮し、JISの規定に従って、ポンプの軸動力が原動機の出力を上回らぬよう決められる。

ボイラ給水ポンプの場合、ポンプ仕様点における軸動力に対する原動機出力の余裕は、次のようになる。

原動機出力	余裕
3,000 kW 以上	3% 以上
3,000 kW 未満	5% 以下

循環水ポンプは、ポンプ仕様点における軸動力に対し8%以下の余裕、小容量のポンプについては10%の余裕で原動機出力を決める。なお、循環水ポンプは逆止弁を設けない場合が多いので、ポンプおよびモータの逆転許容値についても考慮しておくべきで、これは各プラントごとに、配管系統、運転、制御を含み全体として検討して決めなければならない。

4. ポンプ仕様決定の諸問題

4.1 騒音

静かな発電所にすることは、運転員の疲労を少なくすること、あるいは運転上の連絡を円滑にし、ひいては運転監視を容易にすること、また屋外設置の機器については公害防止の見地から、当然努力すべきことであろう。

しかし、騒音の防止対策は機器と周囲の建屋との関係、スペース、機器操作の問題あるいは、美観なども考慮しなければならないことであり、発生源である各機器の騒音を極力小さくすることはもちろんであるが、機器配置に考慮を払うとともに、壁、天井などの反響体に吸音板を設けることも必要であろう。

4.2 ポンプの特性曲線

火力プラントに使用されるおもなポンプの特性曲線は、前述のよ

表2 ポンプ予想特性に対する許容偏差 (単位 %)

項目	締切全揚程	50%流量点の全揚程	100%流量点の全揚程
ボイラ給水ポンプ	+3 -6	±6	+3~5 -0
覆水ポンプ	±10	±10	+8 -0
循環水ポンプ	+20 -0	+20 -5	+10 -0
軸受冷却水ポンプ	+20 -0	+20 -5	+10 -0
ドレンポンプ	±12	±12	+8 -0

備考 (1) 予想曲線上の各点を基準とした偏差。
(2) 参考値である。

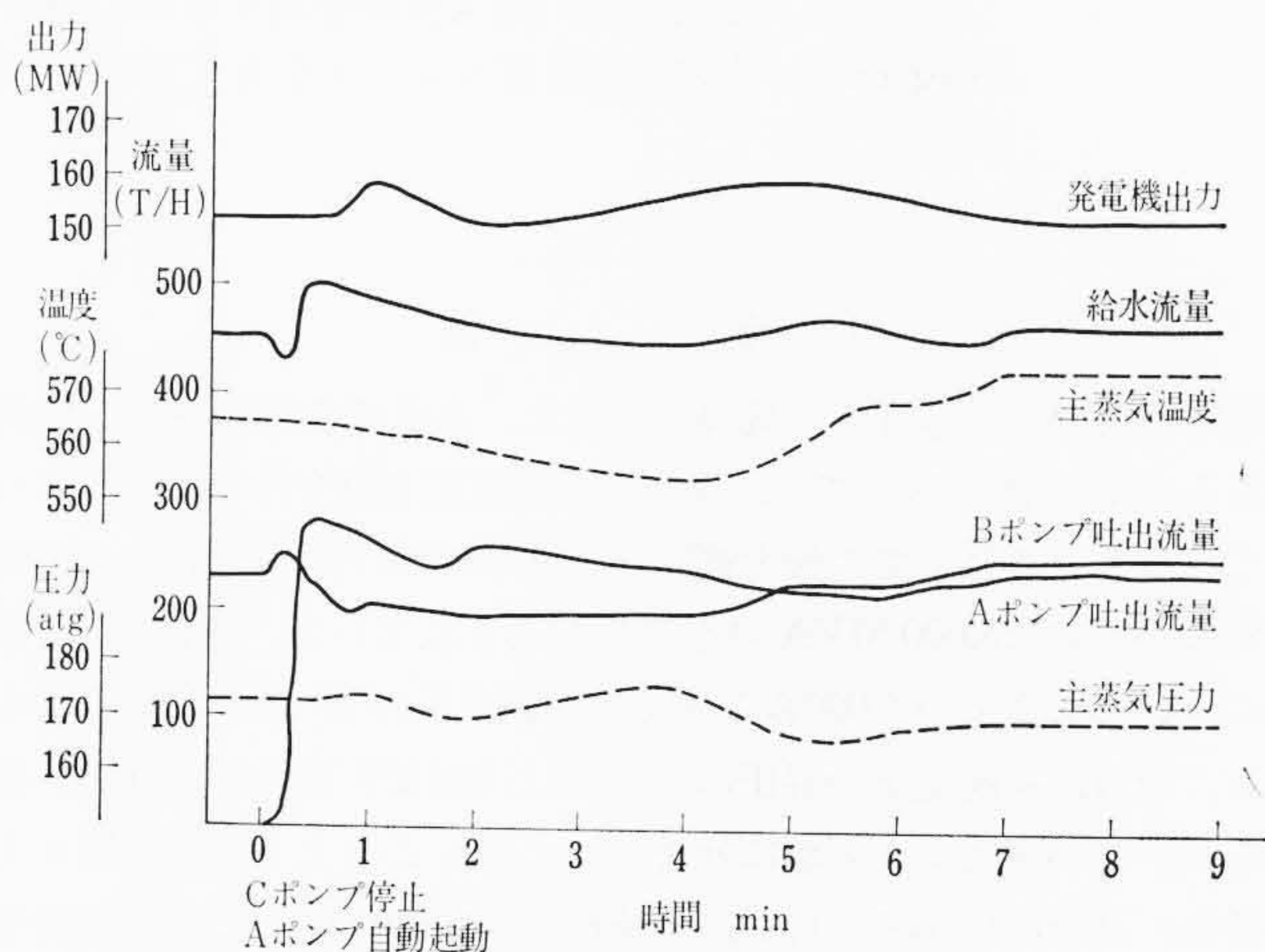


図3 ボイラ給水ポンプ自動起動の実績 (UPボイラの例)

うにその運転制御上変曲点のない下降特性のものが要求される。概して、この曲線の急なものは制御上は望ましいが、一方締切圧が高くなり配管設計に不利である。仕様点と締切圧の関係は、この両者のかねあいとポンプ設計上から決められることになる。給水ポンプを例にとれば定速回転数のポンプで給水流量を調整弁で制御する場合、締切圧は仕様点の圧力に対し約115%前後にする。しかし、タービン駆動あるいは流体継手などによる回転数制御のものでは、この締切圧と仕様点圧力の比が小さいと部分負荷において制御が不安定になるおそれがあるので、約120~125%くらいにしたほうがよい。これらの関係は図2に示すとおりである。

4.3 ポンプの自動起動

常用ポンプの事故停止により予備ポンプを自動起動させるかどうか問題になるのは、主としてボイラ給水ポンプ、復水ポンプおよび軸受冷却水ポンプであろう。実績としてはいずれもある。これは運転者側の要求がかなりはいるところであるが、ボイラ給水ポンプにはドラム形ボイラではドラム、復水ポンプには脱気器、軸受冷却水ポンプにはヘッドタンクとそれぞれポンプの事故停止の影響を緩衝するものがあり、停止警報によって、予備ポンプを手動起動してもプラントの運転に支障をきたすことはないので、特に自動起動しなければならないものではない。

5. 結 言

以上、本文では火力発電所用主ポンプについて、その仕様決定の考え方を記した。このほか、インターロック、運転上の諸問題、さらには今後起こるであろうプラントの計算機制御に対する問題などからポンプに与えられるべき仕様については、今後機会を得て発表したい考えである。