

# 最近の揚水発電機器の現地試験結果

## Field Test Results of Latest Pumped Storage Projects

横山俊昭\* Toshiaki Yokoyama  
古川義夫\* Yoshio Furukawa

最近のエネルギー情勢から原子力・火力の増大に伴い、揚水発電所は従来の電力系統の経済的運用とともにピーク負荷対策(エネルギー貯蔵)の役割が増大している。更には建設コストの低減のための水路との協調化、オフピーク時の機能追加などの要求がある。一方、機器の大形化に伴いより高い信頼性向上が必須である。

ここでは最近の揚水発電所のポンプ水車及び発電電動機の現地試験結果での共用水路をもつ過渡現象、調相運転、ランナ交換による特性改善、サイリスタ始動装置及び発電電動機軸系の防振に関する成果について紹介し、これらの技術的動向及び問題点を展望する。

### 1 緒言

我が国の揚水発電の合計設備容量は1,000万kWを超えており単機出力300~400MW、落差500~600m級のものが建設あるいは計画中であり、高落差・大容量化時代を迎えている。昭和48年世界に先駆けて運転に入った電源開発株式会社沼原発電所用落差500m機は既に1万時間運転され、また記録的な大容量、大寸法機で2分割ランナが採用された米国向けラディングトン発電所用343MW機(ランナ径8.4m)は3万時間運転され、これら高落差・大容量機の信頼性は十分高いことが実証されている。

最近ではこれら高落差・大容量機でも<sup>1),2)</sup>、単なる性能向上、信頼性向上に加えて、土木との協調による建設コストの低減、合理的な電力系統運営、例えば起動・停止・切換時間の短縮、オフピーク時の機能付加などの努力がなされている。本稿では最近の揚水発電所の現地試験結果の代表的なものについて述べ技術的展望を試みた。

### 2 水路の過渡現象

高落差揚水発電所では水路は長大化し、更に経済性の追求によって流速は速くなり、水圧鉄管などの共用あるいは放水路サージタンクの省略がなされている。一方、発電電動機は高速化のため $GD^2$ (慣性モーメント)は小となる傾向にある。したがって、水車負荷しゃ断時などの過渡時に、ポンプ水車等回転体は水路からの影響を受けやすくなる。

図1は電源開発株式会社奥清津発電所260MW×500m級ポンプ水車の、水圧鉄管及び放水路を共用している場合の水車ずれ負荷しゃ断試験結果を示すものである。図2では、ずれしゃ断時のポンプ水車の特性による1・2号機の相互間の流量の干渉、すなわち水路の流量に比べポンプ水車まわりの流量が大となることが生じるため、現象を複雑にしていることが分かる。

表1は日立製作所がポンプ水車を納入した揚水発電所で放水路サージタンクが省略された例を示す。300MW級の発電所でも長さ500m級のサージタンクなし放水路が採用され運転されている。図3に、水車負荷しゃ断時のドラフト水圧の変化例を示す。いずれの場合も水柱分離の再結合による異常水圧上昇は見当たらない。しかし、上図の水圧はドラフトパイプ管壁で測定されたものであるが、水柱分離現象を論ずるには

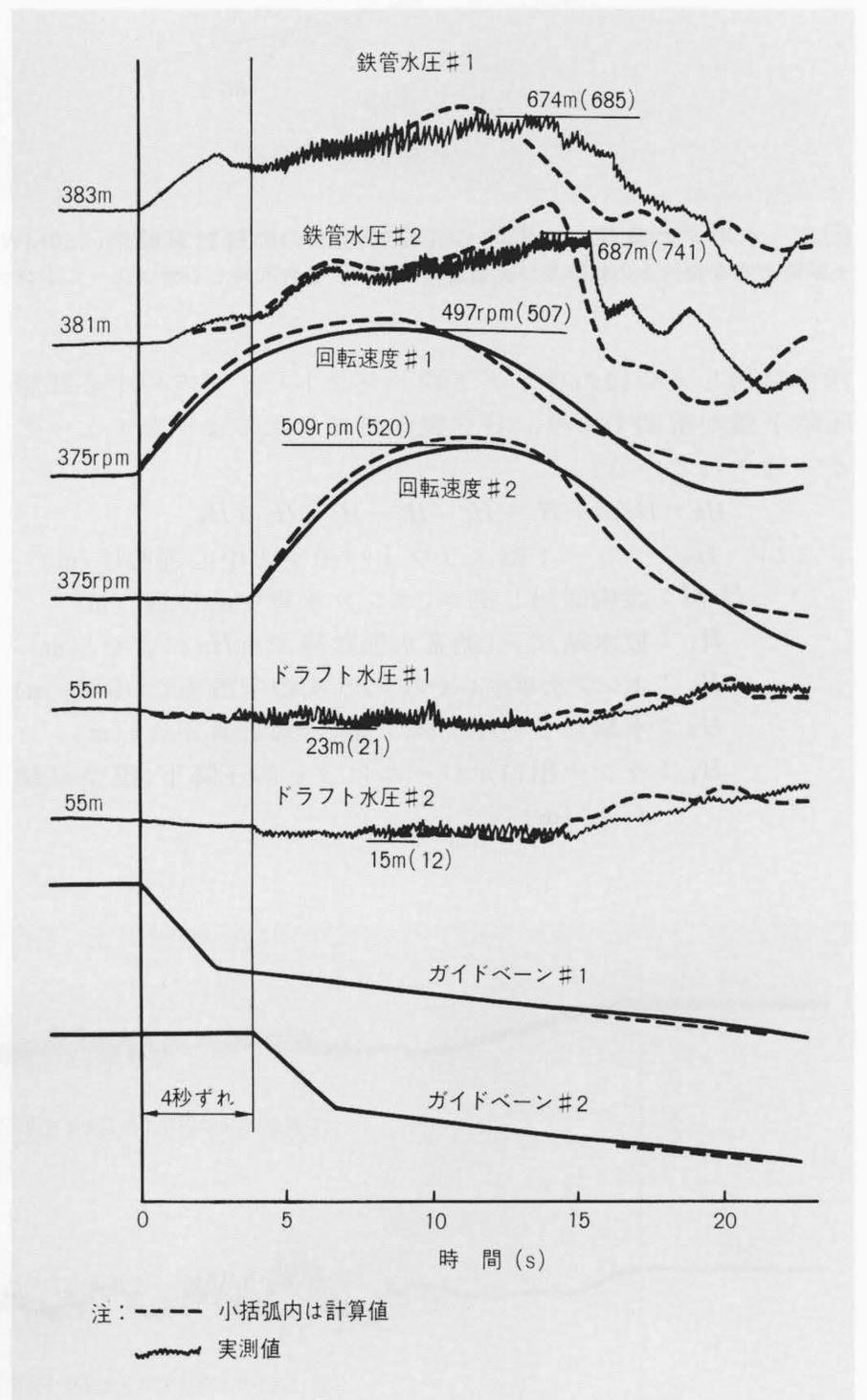


図1 長放水路をもつ水車ずれ負荷しゃ断試験結果(260MW×500m電源開発株式会社奥清津発電所) 2台のポンプ水車が4秒ずれて負荷しゃ断された例である。最大回転速度付近までは実測値と計算値は比較的良好に合っている。また、相互干渉による異常水圧上昇などの発生はみられない。

\* 日立製作所日立工場

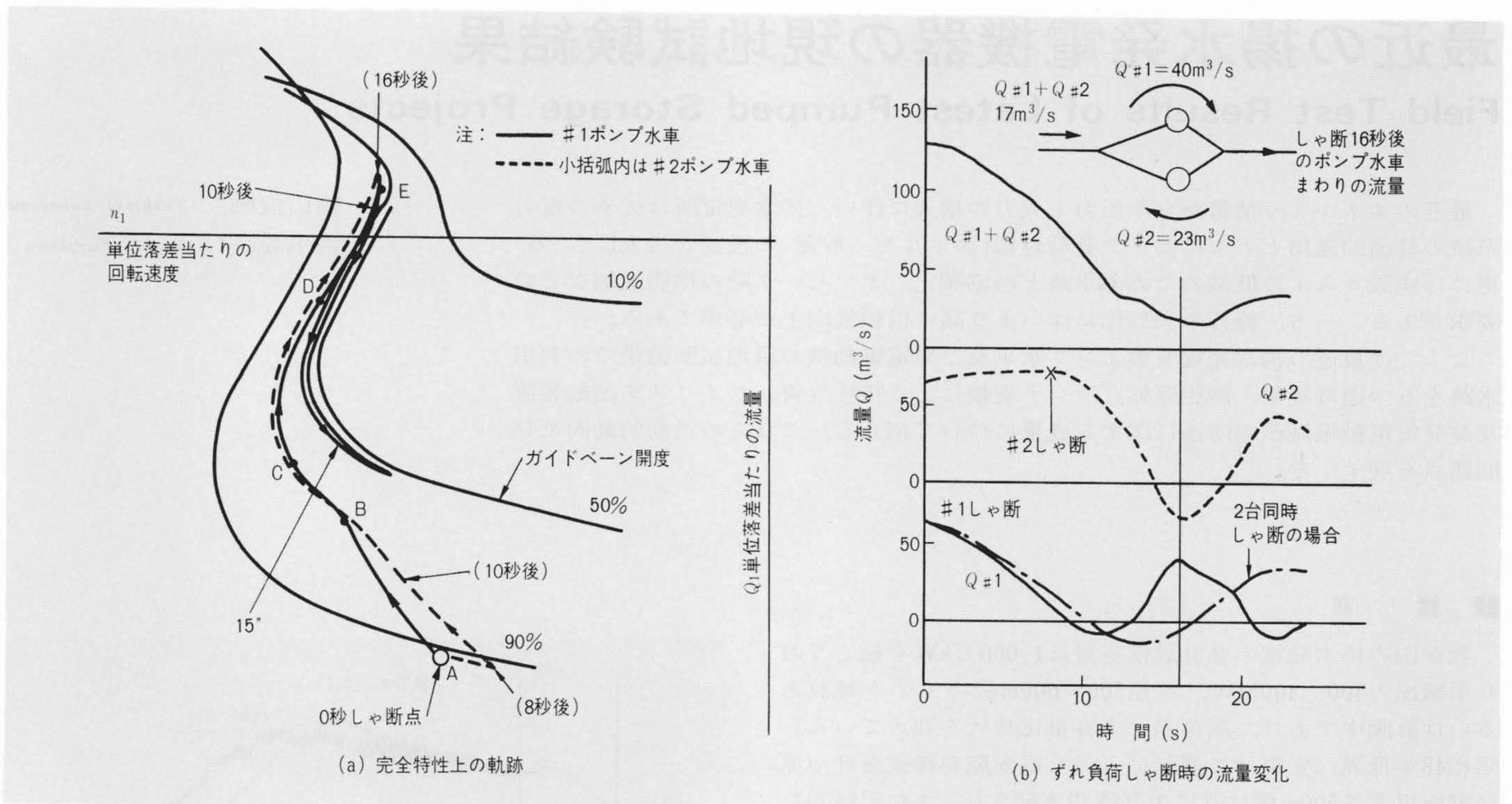


図2 水車ずれ負荷しゃ断時の完全特性上の軌跡計算結果(260MW×500m電源開発株式会社奥清津発電所) 過渡現象計算による8秒ずれしゃ断時の完全特性上の軌跡及び流量変化を示す。2台同時しゃ断に比べてポンプ水車相互間の干渉が生ずることが分かる。

水車負荷しゃ断後のランナ下端ドラフトパイプ内の中心部静圧降下量が重要であり、日立製作所では次のようなチェックが実施されている。

$$H_R = H_{spl} + H_1 + H_2 - H_3 - H_4 - H_5 \geq H_*$$

- ここに  $H_R$ : ランナ下端ドラフトパイプの中心部静圧(m)
- $H_{spl}$ : 設備吸出し高さ(ポンプ水車中心位置)(m)
- $H_1$ : 放水路損失(通常水撃計算では $H_3$ に含む)(m)
- $H_2$ : ポンプ水車中心からランナ羽根下端までの距離(m)
- $H_3$ : 水撃による圧力降下量(水撃計算から)(m)
- $H_4$ : ランナ出口ホワールによる静圧降下(模型試験から)(m)

$H_5$ : 必要な余裕(通常10m程度)

$H_*$ : 水柱分離発生限界(水の蒸気圧-8~-10m)

図4に放水路 $lv$ 値と $H_4$ ,  $H_{spl}$ の実績及び $H_4$ での静圧降下例を示す。この静圧降下は、図2に示す水撃計算結果の完全特性の軌跡上で準静的に模型試験で求められたものである。図5に過渡現象模型試験での水車負荷しゃ断時のドラフト水圧変化を示す。この例及び図3の500m級の例から再結合による異常水圧上昇は局部的な特に高周波成分(ひげ)の水柱分離だけでは発生しないことが分かる。

過渡現象の予測は<sup>2)</sup>数値解析による水撃計算で予測可能であるが、水路を共用する場合の相互干渉あるいは水柱分離現

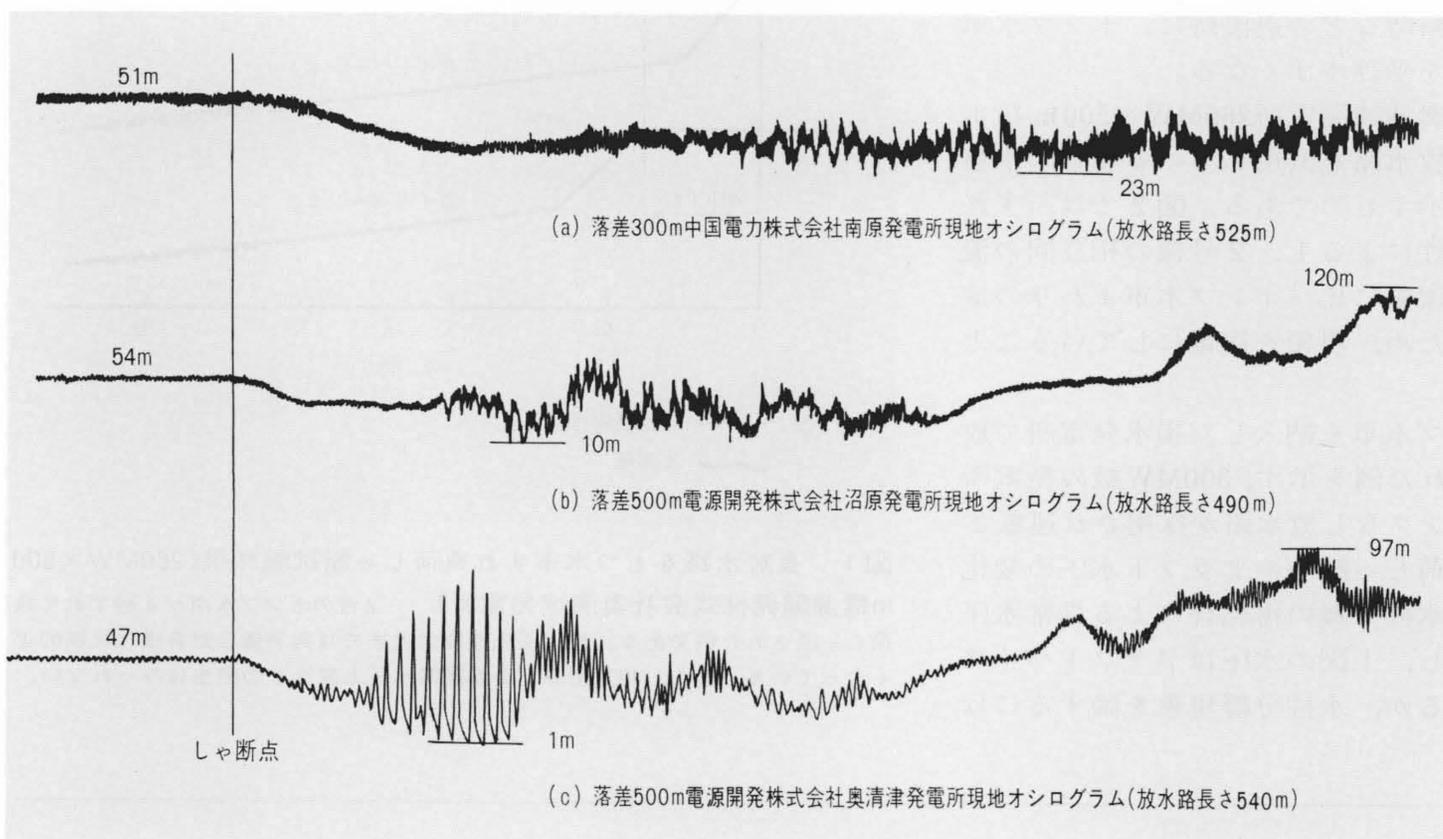


図3 長放水路発電所における水車負荷しゃ断時ドラフト水圧変化 放水路長500m級の発電所での現地試験時のドラフト管壁の水圧変化を示す。(c)の場合、局部的な水柱分離が生じているようである。

表1 放水路サージタンク省略例 出力300MW, 落差500m級の揚水発電所で、長さ500mの長放水路が多々採用されている。

発電所名	出力 (MW)	落差 (m)	回転速度 (rpm)	放水路長さ $l$ (m)	$l \cdot v$ 値 (m·m/s)	吸出し高さ $H_s$ (m)
池原I期 (電源開発株式会社)	80	129.5	180	110	320	-9
沼原 (電源開発株式会社)	230	500	375	490	2,600	-46
ベアスワンプ (米国)	320	229	225	162	520	-21.3
南原 (中国電力株式会社)	318	317.5	257	525	2,670	-46
奥清津 (電源開発株式会社)	260	490	375	540	3,200	-53
第二沼沢 (東北電力株式会社)	236	215	214	275	1,180	-28
玉原 (東京電力株式会社)	309	524	429	570	2,190	-65
明湖 (台湾)	257	317	300	300	1,230	-38

象などは現象が複雑であり計画時点での土木諸元、例えば設備吸出し高さ  $H_{spl}$  を含めた慎重な検討が重要である。

### 3 調相運転

揚水発電所の本来の発電・揚水・AFC (Automatic Frequency Control) 運転に加え、急速に負荷を調整あるいは切替えること、調相あるいは待機運転の要求が増大している。稼働率のあまり高くない揚水発電所のオフピーク時、発電電動機を同期調相機として系統に並入し、ポンプ水車はランナ室を圧縮空気でも水面押し下げした状態で運転する調相運転も、発電所の経済性を高める手段の一つである。

図6に中部電力株式会社奥矢作第二発電所、270MW×400mポンプ水車の現地試験結果を示す。ポンプ水車各部の温度上昇が測定された。図7に空転損失測定結果を示す。発電方

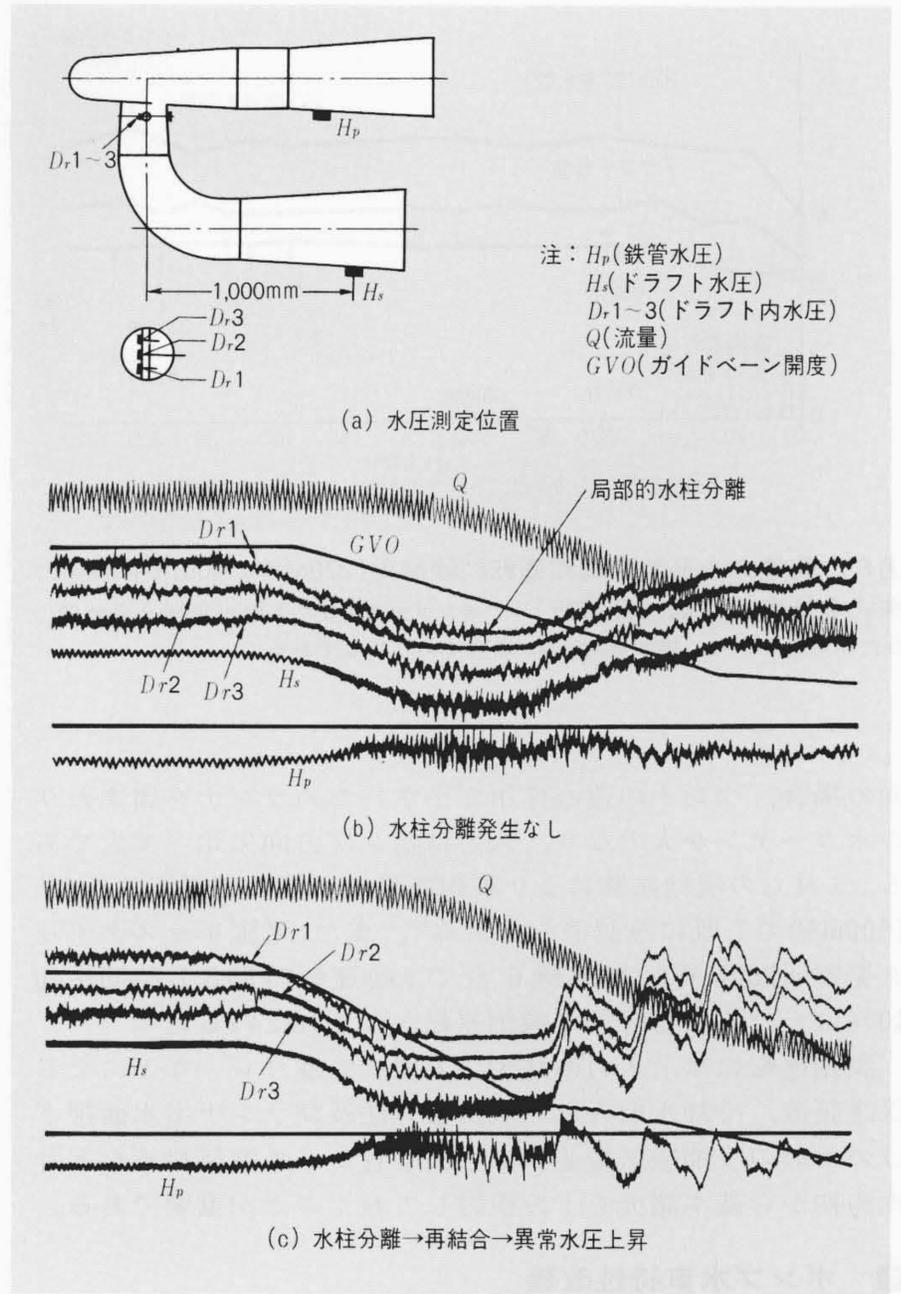


図5 水車負荷しゃ断時ドラフト水圧変化(過渡現象模型試験結果) ランナ下端のドラフトパイプ内の静圧が低下し、相当量の領域 ( $D_{r1}$ ,  $D_{r2}$ ,  $D_{r3}$ 部) で水柱分離した場合、再結合による異常水圧上昇が発生し鉄管部にも伝搬する。

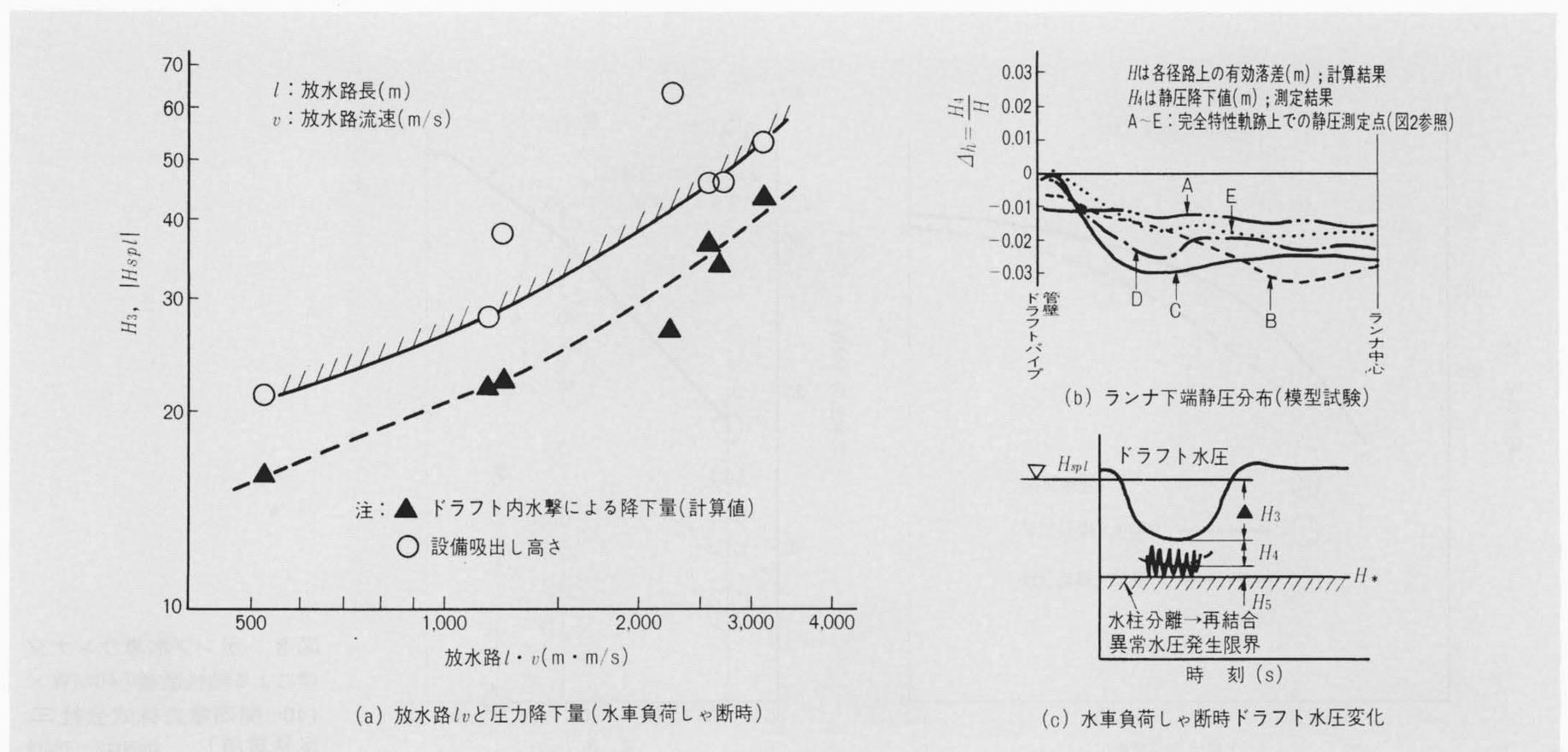


図4 設備吸出し高さ  $H_{spl}$  とランナ下端中心部静圧 水車負荷しゃ断時のドラフト内水柱分離→再結合による異常水圧上昇防止は、ランナ下端中心部の静圧の精度良い予測が大切である。

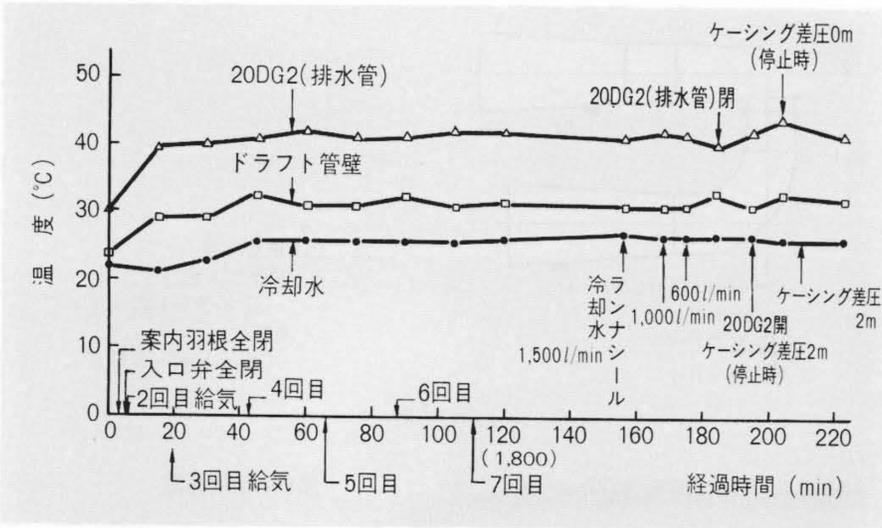


図6 発電方向長時間調相運転試験結果(270MW×400m中部電力株式会社奥矢作第二発電所) ポンプ水車各部の温度が220分の長時間にわたり測定された。排水管20DG2が最大であり45℃である。

向の場合、ランナの遠心作用が小さいためランナ外周まわりの水カーテンが大となり、入力方向に比べて大である。これらの現地試験により調相運転の可能性が確認された<sup>2)</sup>(500m級でも既に確認済みである<sup>1)</sup>)。また、米国キャストリック発電所260MW×300m機6台では総運転時間5万時間中約40%にわたる2万時間の調相運転がなされている。

調相運転には、入力の減少、入力、温度リレーなどによる保護装置、冷却水取入れ・取出し方法及びランナ室水面押下げのための圧縮空気量並びに吸出し管からの漏気対策など計画当初から基本諸元を十分検討しておくことが重要である。

#### 4 ポンプ水車特性改善

我が国最初のポンプ水車が運転開始以来約20年経過している。ポンプ水車の分野でも老朽化対策の時期である。

図8に、運転開始以来約20年経た関西電力株式会社三尾発電所40MW×140mポンプ水車のランナ交換による特性改善例を示す。本発電所ではより水車特性を重視し最新の技術を応

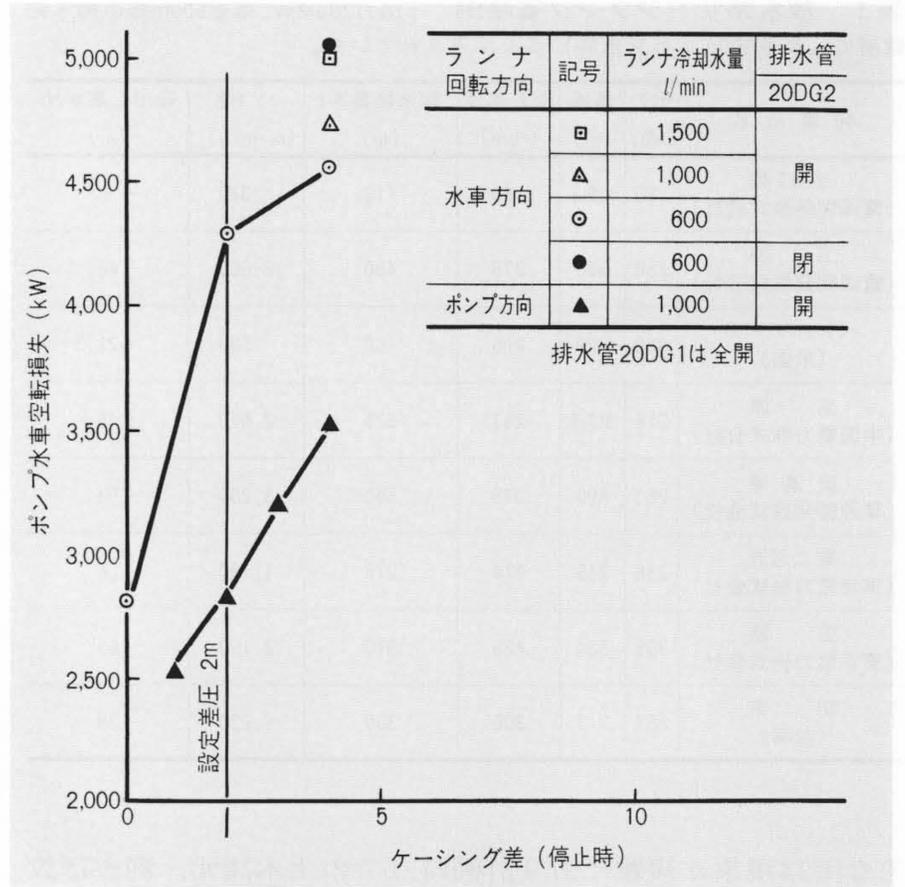


図7 ポンプ水車ランナ室水面押下げ時空転損失測定結果(270MW×400m中部電力株式会社奥矢作第二発電所) ポンプ水車の空転損失は、ケーシング〜ドラフト差圧、水車、ポンプ回転方向、ランナ冷却水量及び排水管20DG2開閉に関係する。本例の場合、発電方向入力は4.3MWに設定された。

用した改善がなされた。

#### 5 サイリスタ始動装置

近年の揚水発電所の高速・大容量化の過程で、従来の発電電動機始動方式では、系統へのじょう乱(制動巻線起動)、駆動用発電機が必要(同期始動)、主機軸系の軸振動大、空転損失の発生(直結電動機始動)などの問題点が増大し、これらの問題点をすべて解決でき、しかも保守点検が容易であるサイリスタ始動方式が着目されるようになった。

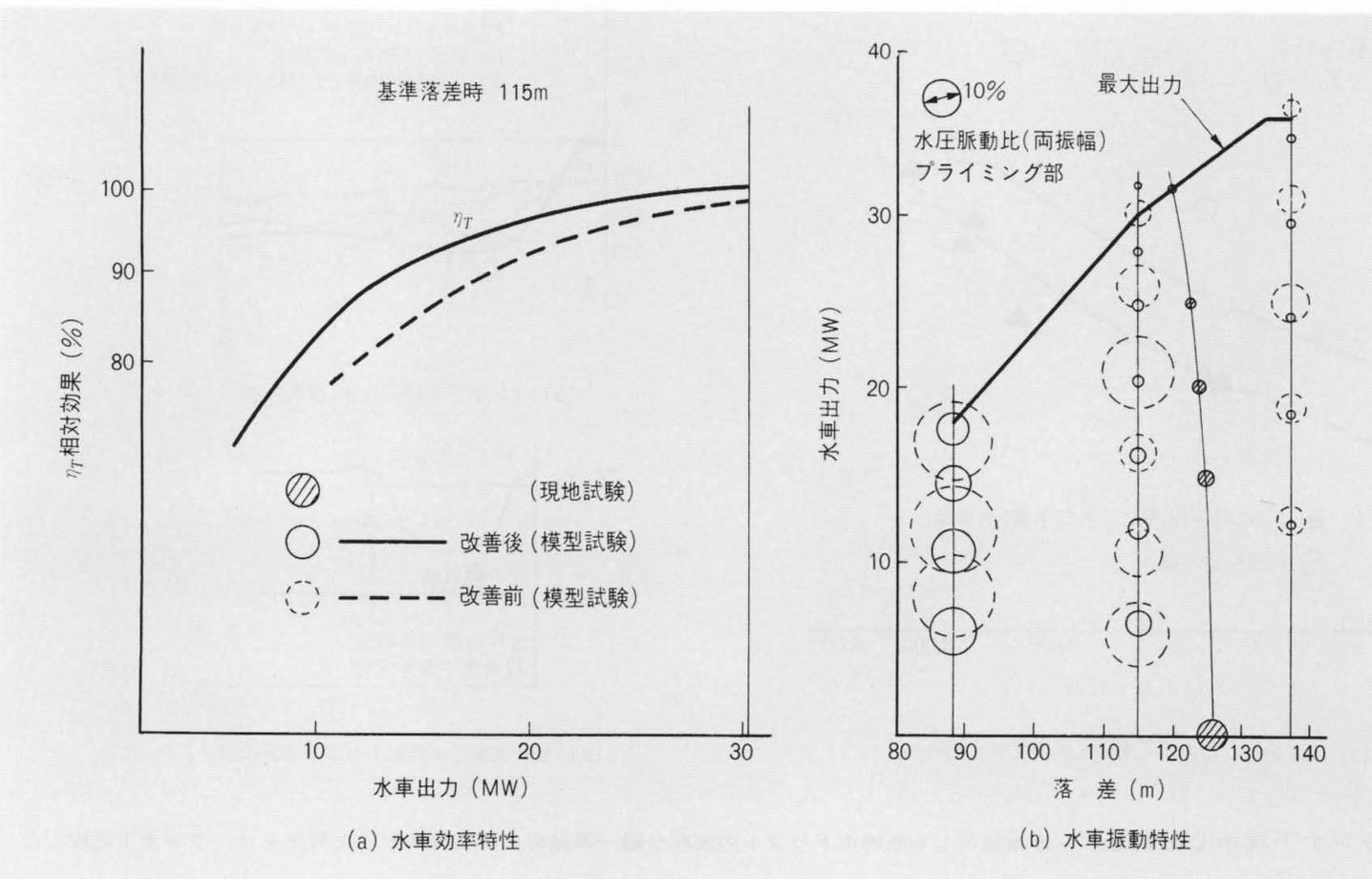


図8 ポンプ水車ランナ交換による特性改善(40MW×140m関西電力株式会社三尾発電所) 効率は2~7%改善され、水圧脈動も部分負荷及び低落差例で改善されている。また、現地試験でその効果が確認された。

表2 各機器仕様 発電電動機及びサイリスタ始動装置を構成する各機器の主要仕様を示す(本表は東北電力株式会社第二沼沢発電所納め機の機器仕様を示したものである)。

機 器	略 語	仕 様
発 電 電 動 機	G/M	242MVA/235MW 16.5kV/16.5kV 214rpm 50Hz GD <sup>2</sup> = 15,700t・m <sup>2</sup> (ポンプ水車GD <sup>2</sup> 含む。)
サイ リ ス タ 始 動 装 置	全体の仕様	定格出力: 14,000kW 加速時間: 5分 揃速時間: 2分 定 格: 20分間
	サイリスタ 変換器	CONV 1 14,000kW 810A DC 18.2kV DC CONV 2 16.5kV AC 50Hz 循環風冷水冷式
	始 動 用 変 圧 器	STr 18,900kVA 16.5kV/16.5kV 油入自冷
	直 流 リアクトル	DCL 65mH 810A 乾式風冷
	交 流 リアクトル	ACL 3,210kVA 16.5kV 661A 乾式風冷

注: 略語説明 GD<sup>2</sup>(慣性モーメント)

最近、東北電力株式会社第二沼沢発電所納め242MVA/214rpm発電電動機(2台)用に開発された一組みのサイリスタ始動装置では、2台の発電電動機を順次始動するほかに、また、主機停止操作時には回転エネルギーを電力として系統に回生し、迅速に回転速度を減少させる回生制動の機能も備えている。このほか、バックアップとして同期始動方式も併用されている。

各機器の仕様を表2に示す。始動装置の定格出力は加速時間を5分に設定し、これを満足するのに必要な14MWとした。また、使用時間(主機2台始動プラス余裕として1台始動)を考慮して、20分定格とした。

図9は揚水始動試験時のオシログラフであり、断続転流(主機7%定格回転速度まで)・自然転流運転による加速、その後の揃速運転、そして同期併入に至る一連の動作がすべて順調に行なわれることが確認された。また、加速時間及び揃速時間はそれぞれ4分20秒及び1分30秒程度であり、十分設計条件を満足している。図10は回生制動試験のオシログラフである。主機停止命令により励磁切換が行なわれ、回生制動による迅速な減速及び機械ブレーキにより主機停止に至る一連の動作が順調に行なわれることが確認された。回生制動は80秒間行なわれ、約100kWhの電力が回生されている。

表3は242MVA/214rpm機のサイリスタ始動装置に関し、従来の直結電動機始動方式と比較した試算例である。空転損失の低減、主機軸長低減による軸系安定性の向上、保守点検の簡易化、更に、電力回生による省エネルギー効果という、日立サイリスタ始動方式の特長を示している。

### 6 発電電動機の制振構造

高速・大容量機の制振構造は、軸系の振動低減の上で重要である。最近では経済性の面から高速・大容量機でも、推力軸受を回転子の下に置く準傘形機が多く適用されている。この場合、下部ブラケットにはシェル構造のデルタ形スラストブラケットが適用され、制振上の問題はないが、上部ブラケットは一般に放射状アームのものが使用される。

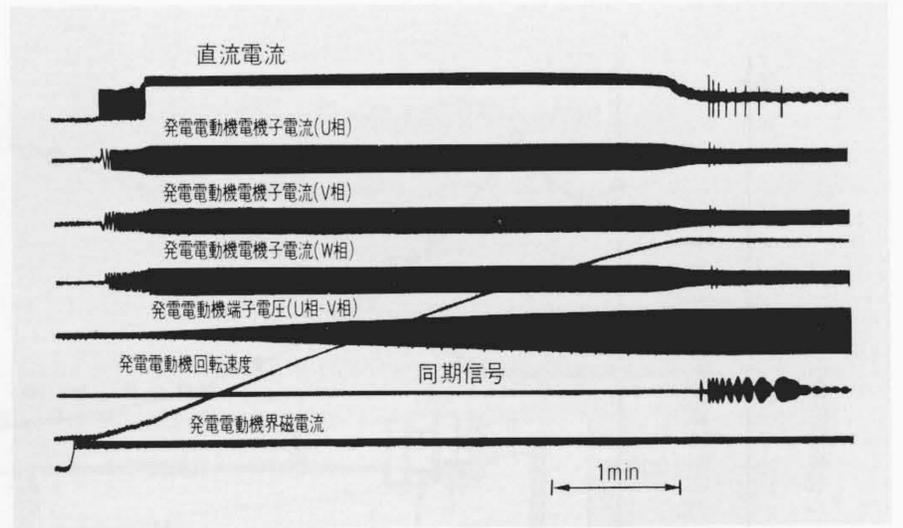


図9 揚水始動試験オシログラフ 東北電力株式会社第二沼沢発電所納め1号機の現地実測値を示す。

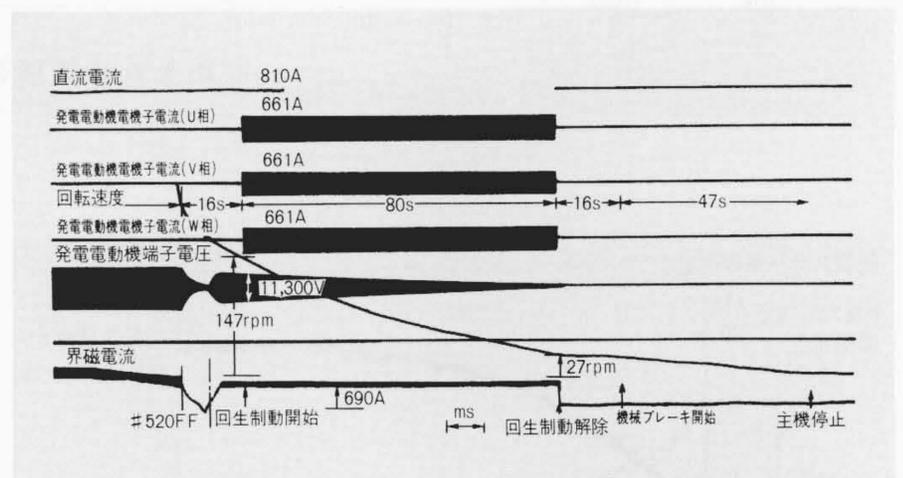


図10 回生制動試験オシログラフ 東北電力株式会社第二沼沢発電所納め1号機の現地実測値を示す。

表3 従来の始動方式との比較 東北電力株式会社第二沼沢発電所納め機につき、サイリスタ始動方式を採用した場合と、直結電動機始動方式を採用した場合について比較したものである。

		サイリスタ始動	直結電動機始動
損失	始 動 時	30kWh/回	300kWh/回
	定常運転時	なし	100kW
電 力 回 生		100kWh/回	なし
主 機 軸 長		14m	17m
主機第一次危険速度		105%	ベース(100%)
保 守 ・ 点 検		特になし	電動機のカーボンブラシ 液体抵抗器の電解液

このため、ブラケットアームと基礎コンクリート間に防振ステーと金属ばねを入れ所要剛性を得るとともに、機械と基礎コンクリートの熱伸び差を吸収する構造が採用される。この構造では剛性の確保のほかに、防振ステー基礎荷重の低減、軸受性能との協調が重要である。

これらの特性を解明するため中部電力株式会社奥矢作第二発電所290MVA/360rpm発電電動機で、定常運転及び負荷しゃ断時などについて軸受ギャップ、防振ステー基礎荷重、各部振動、温度変化などを試験した。

図11は、始動直後での上部案内軸受の油温変化と軸受ギャップ変化の実測値を示すものである。始動直後では急速に油膜形成が行なわれるために、一時的にギャップが増加するが、その後油温上昇とともに構造物の熱伸び差によってギャップ

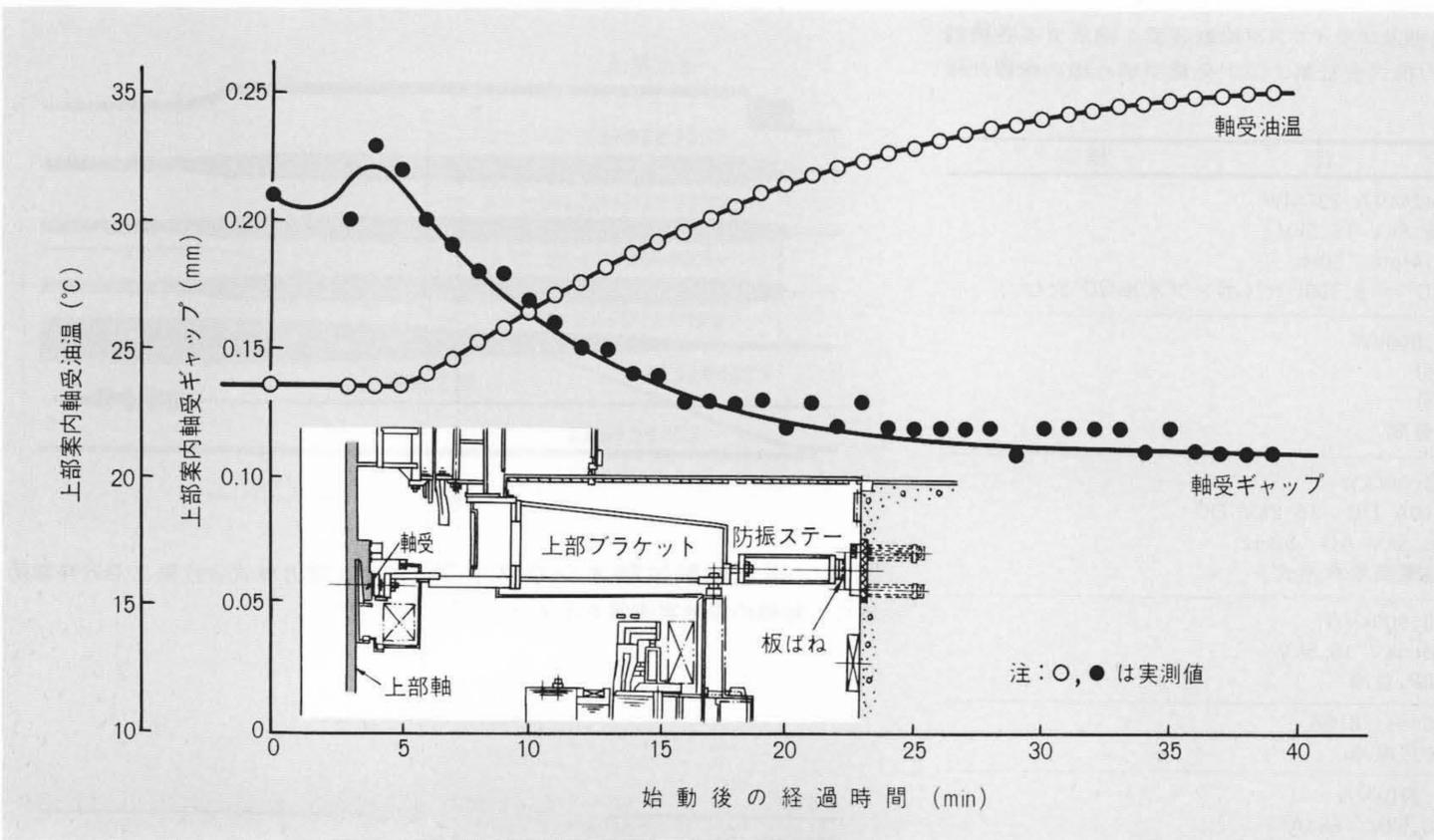


図11 始動直後の上部案内軸受特性 始動後の油温変化と軸受ギャップの変化を示す。

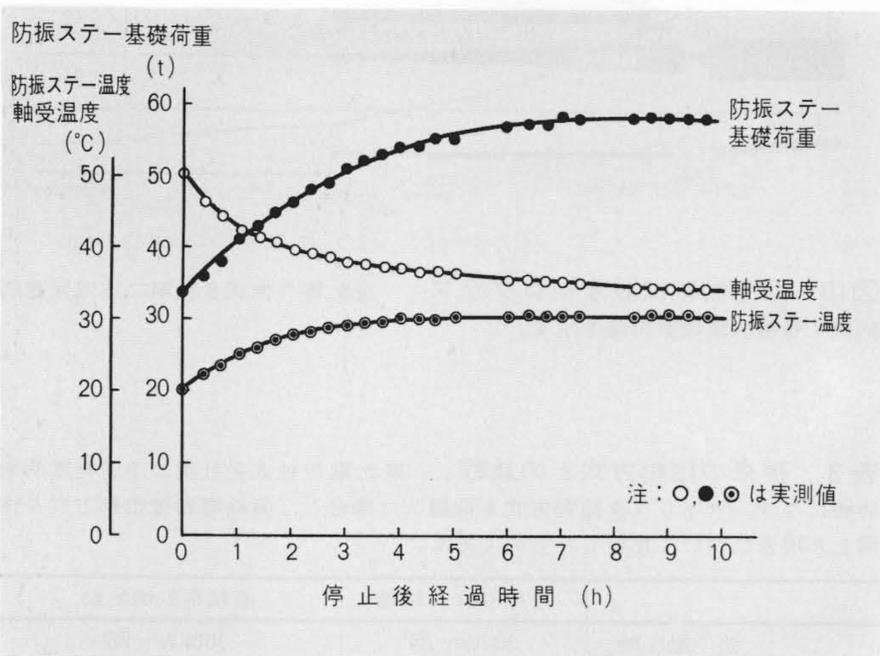


図12 停止直後の防振ステー基礎荷重の変化 停止後の軸受温度、防振ステー温度と基礎荷重の変化を示す。

が減少し、始動約30分後に一定値になっている。

図12に、停止操作後での防振ステー基礎荷重と軸受温度、防振ステー温度変化の実測値を示す。停止後では空気冷却器による冷却がなくなるので、機内温度上昇によって機械の熱伸び差が増大し、これを防振ステーの金属ばねが吸収するため基礎荷重が増大し、約6時間後に一定値に達する。

図13は、上述のように機械の熱伸び特性、軸受特性、温度変化などを考慮した防振ステーと上部案内軸受総合特性の解析結果を示すものであり、運転中での上部ガイド軸受ギャップが、機内温度及び軸受油温によってどのような範囲で変化するかを解析したものである。運転範囲は設計範囲内にあって、所期の性能で運転されることが確認された。

7 結 言

原子力発電の比率が増大するに従い、電力系統の適正な運用のため、ピークロード用の揚水発電所の建設は今後共継続すると思われる。本稿ではより建設コストの低減を図るため

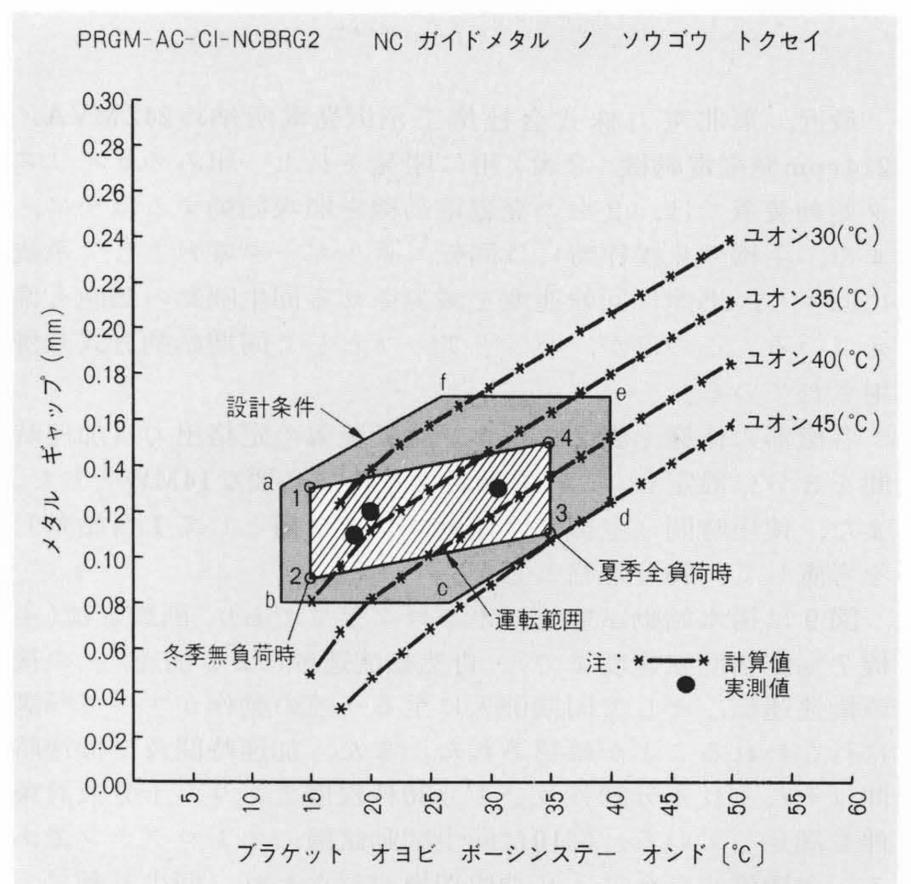


図13 上部案内軸受ギャップの変化範囲 機内温度、軸受油温が変化した場合の軸受ギャップ変化範囲を示す。

の水路との協調化、付加価値を高めるための調相運転、既設機のランナ交換によるきめ細かい特性改善、信頼性に関する発電電動機まわりの防振に関する現地試験結果など、代表的なものについて紹介した。これらの技術的進歩は、電力会社各位の御指導及び新技術に対する御理解によるところが大であり、ここに深謝の意を表わす次第である。

参考文献

- 1) 大石, 外: 水車及びポンプ水車の最近の技術, ターボ機械, 第5巻, 第1号, 47-52(昭52-1)
- 2) T. Yokoyama, et al.: Latest Technology for Hydraulic Pump-Turbine, Hitachi Review 28, 171(1979-4)