

1,000m級二段ポンプ水車の性能開発

Development of Performance for 1,000m Head Double Stage Reversible Pump-Turbine

横山俊昭* Toshiaki Yokoyama
 菱田康男* Yasuo Hishida

最近の世界のエネルギー情勢から、電力系統の経済的運用及びピーク負荷対策(エネルギー貯蔵)のための揚水発電所の役割は大となっている。日立製作所ではこのような傾向に対処するため、700~800m級超高落差単段ポンプ水車の開発に引き続き、昭和52年から日立製作所独自に1,000m級350MW二段ポンプ水車の開発を進める一方、東京電力株式会社と昭和54年度から昭和55年度にわたり、単段機との比較検討を含めて800m級二段ポンプ水車の共同研究を行なうなど、揚水発電適用地点の拡大を図り、経済性をより高める努力を続けている。水力特性の確認、構造強度との協調、過渡現象解析、ポンプ起動時の給排気試験などの研究を行なうとともに、実揚程試験を実施し揚水能力の検証を行なった。これらの新技術と現在までの超高落差単段ポンプ水車のハード面の実績の組合せにより、既に実物の製作も可能であるが、なおいっそうの技術開発を図って行く考えである。

1 緒言

現在では落差500~600m級単段ポンプ水車は、既設のもの、工事中のものを合わせて、国内では11地点、34台、9,500MWとなり既に実用化されたと言える。更に、800m級の開発も完了済みである。

落差1,000m級の超高落差領域での単段機の場合、ランナ強度、効率低下、吸出し高さ増大などの問題がある。これに対処するため、単段ポンプ水車の欠点を補い、かつ単段機の特長である水車出力可調整で、ポンプ運転時の空中起動が可能な二段ポンプ水車の開発¹⁾を進めてきた。本稿では、特に性能開発面の新技術について紹介する。

2 二段ポンプ水車開発の背景

上下段可動案内羽根付二段ポンプ水車は、次に述べるような特長をもっている。

(1) 最適比速度の選定→高効率化

ポンプ水車ランナの比速度90m·kW以下での効率低下は著しい。二段機の場合、単段機に比べ1.7倍大きな比速度が採用でき、高効率ランナの採用ができる。次に比速度の関係式を示す。

$$N_{ST} = \frac{N\sqrt{P/2}}{\left(\frac{H}{2}\right)^{1.25}} = 1.7 \frac{N\sqrt{P}}{H^{1.25}}$$

ここに N_{ST} : 比速度(m·kW)
 N : 回転速度(rpm)
 P : 出力(kW)
 H : 落差(m)

(2) 吸出し高さ

2個のランナで落差を半分ずつ分担するので、キャビテーション特性は楽になり吸出し高さは浅くなる。

(3) ランナ強度

図1に、ポンプ水車で応力の最も厳しい水車負荷しゃ断時のランナ応力レベルを示す。二段機を採用すれば、ランナ強度面で落差限界を単段機の900mよりも更に拡大できる。同時にランナ径が小となり、輸送が容易になる。

(4) 上下段可動案内羽根付

水車部分負荷時の出力調整が可能であり、また、案内羽根でランナ室を区分できるのでポンプ起動時の水面押し下げ運転が容易である。

二段ポンプ水車開発機の仕様としては、現在実績のある500m級単段機と同レベルの比速度(100m·kW)、吸出し高さ(-60m)で対処できる落差1,000m、出力350MW、回転速度600rpmとした。図2に、ポンプ水車の水車出力と落差の実績を示す。

3 構造強度との協調

二段ポンプ水車は、特に流体設計と分解点検を含めた構造、強度及び振動との協調が必要である。図3に1,000m級、350MW機の構造断面を示す。

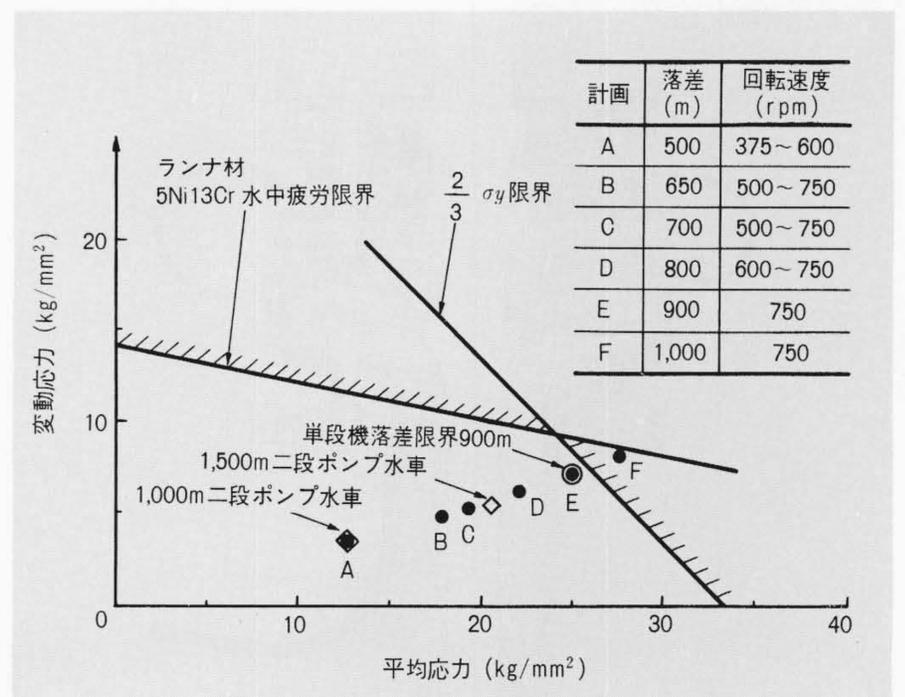


図1 超高落差ポンプ水車ランナの応力レベル(水車負荷しゃ断時) 1,000m級二段ポンプ水車のランナ応力レベルは、単段500m機と同レベルである。

* 日立製作所日立工場

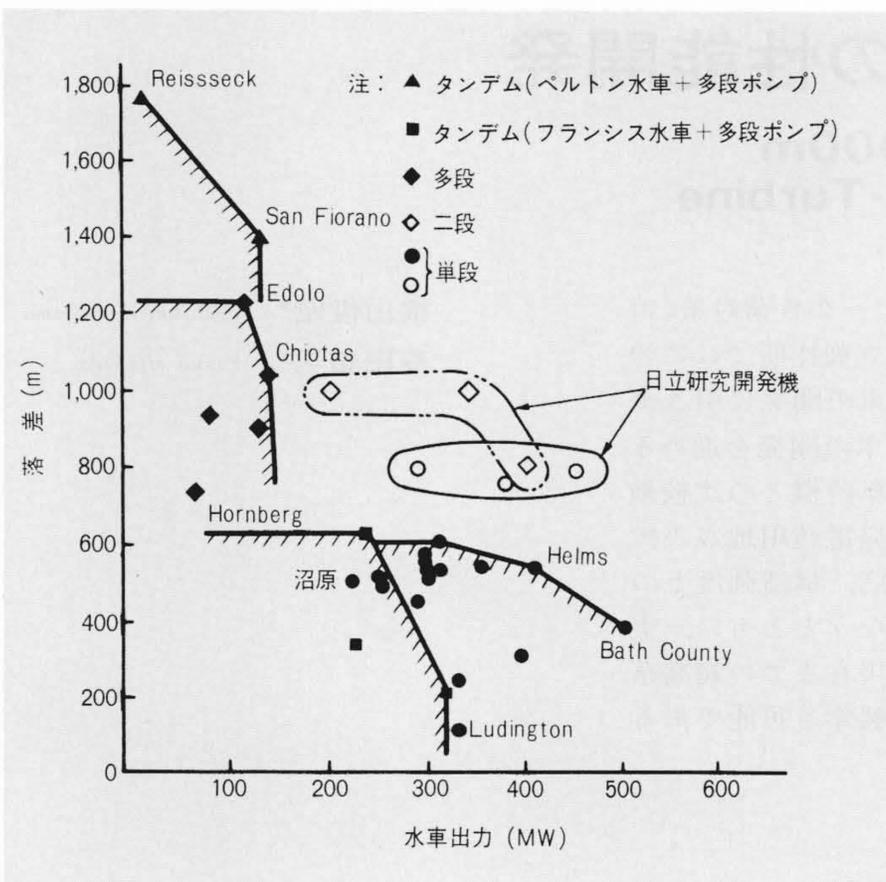


図2 ポンプ水車実績(落差～出力) 二段ポンプ水車は、出力300～400MW、落差1,000m級への領域拡大を可能とする。

3.1 強度

主要部品の強度解析は、単段機と同じく3次元FEM(有限要素法)解析プログラムで可能である。図4に、計算結果の一例を、表1に1,000m級二段ポンプ水車主要部品の応力レベルを示す。二段ポンプ水車の場合、現在使用実績のある材料で対処できる見込みである。

3.2 主軸系振動

二段ポンプ水車は、ランナが2個となり軸長も長くなるの

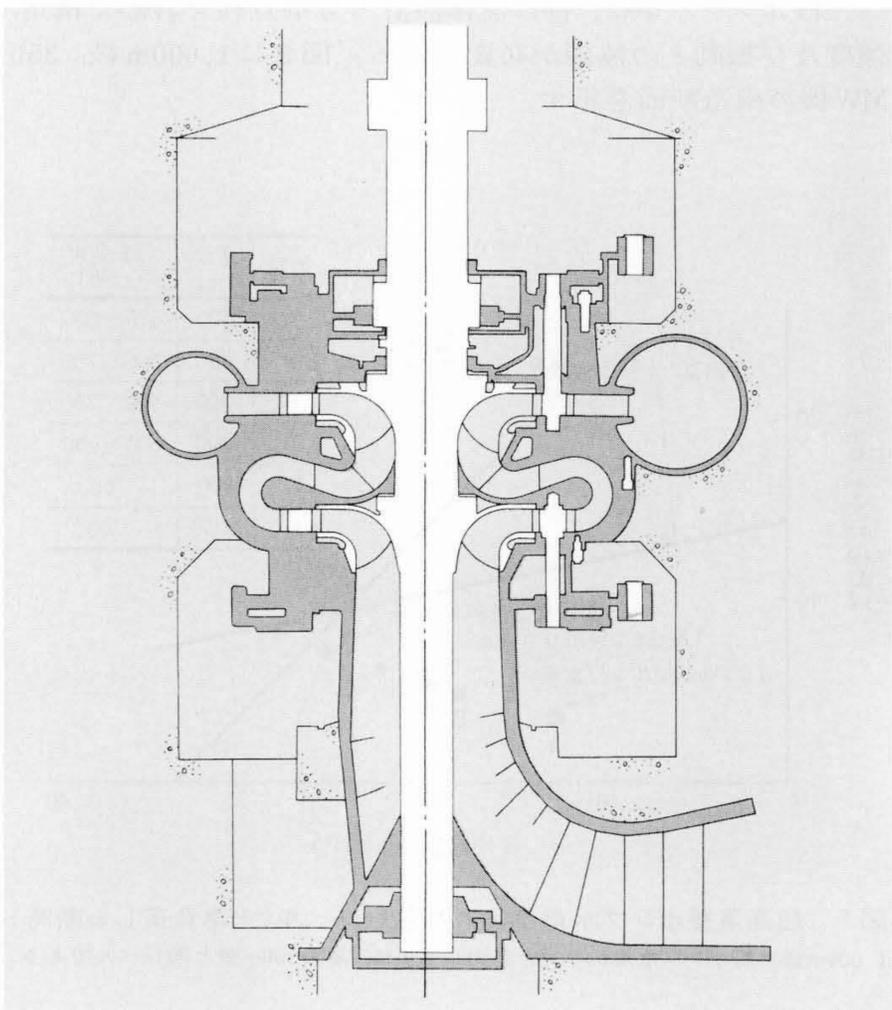


図3 1,000m級350MW二段ポンプ水車構造断面図 上下可動案内羽根, 上下ランナ間をつなぐリターンガイド, 及び主軸吸出し管貫通が特長である。

で、主軸系の振動は苦しくなる。図5に、ポンプ水車～発電電動機の主軸系振動計算結果の一例を示す。本検討では、ランナオーバハングの場合、上下段ランナ中間部に主軸受を設けた場合及び吸出し管底部に主軸受を設けた場合の3ケースについて検討した。ポンプ水車の特性上は、吸出し管主軸貫通でないほうが望ましい。オーバハング案は危険速度が低く、ランナ中間軸受案は水中での軸受性能、分解・保守・点検が容易でないという欠点をもつ。したがって、現状の主軸受技術で対処可能な吸出し管底部軸受設置方式を採用した。

4 水力特性

二段ポンプ水車は前述したように、高比速度ランナでの高効率化が期待できるが、リターンガイド部の損失増大などという効率低下の要因もある。一般性能模型試験により、基本特性及び運転特性の開発並びに検証を実施した。合わせて上下段可動案内羽根の組合せについても検討した。また、実揚程試験により揚水能力などの検証を行なった。

4.1 流体設計

日立製作所では17年ほど前に、500m級二段ポンプ水車の開

表1 二段及び単段ポンプ水車の応力レベル(1,000m級) 落差1,000m級単段ポンプ水車用には、5Ni13Crランナ材に代わる新材料の開発が待たれる。

部 品 名	二 段 ポン プ 水 車	単 段 ポン プ 水 車	許容応力	材 質
ステーベン	16	16	16.6	SM50
上カバ	13	13	13.7	SM41
案内羽根	●23	23	23.3	5Ni13Cr
ランナ	13	●26	23.3	5Ni13Cr
リターンガイド	●23	—	23.3	5Ni13Cr

注：●印は、応力レベルの厳しいものを示す。

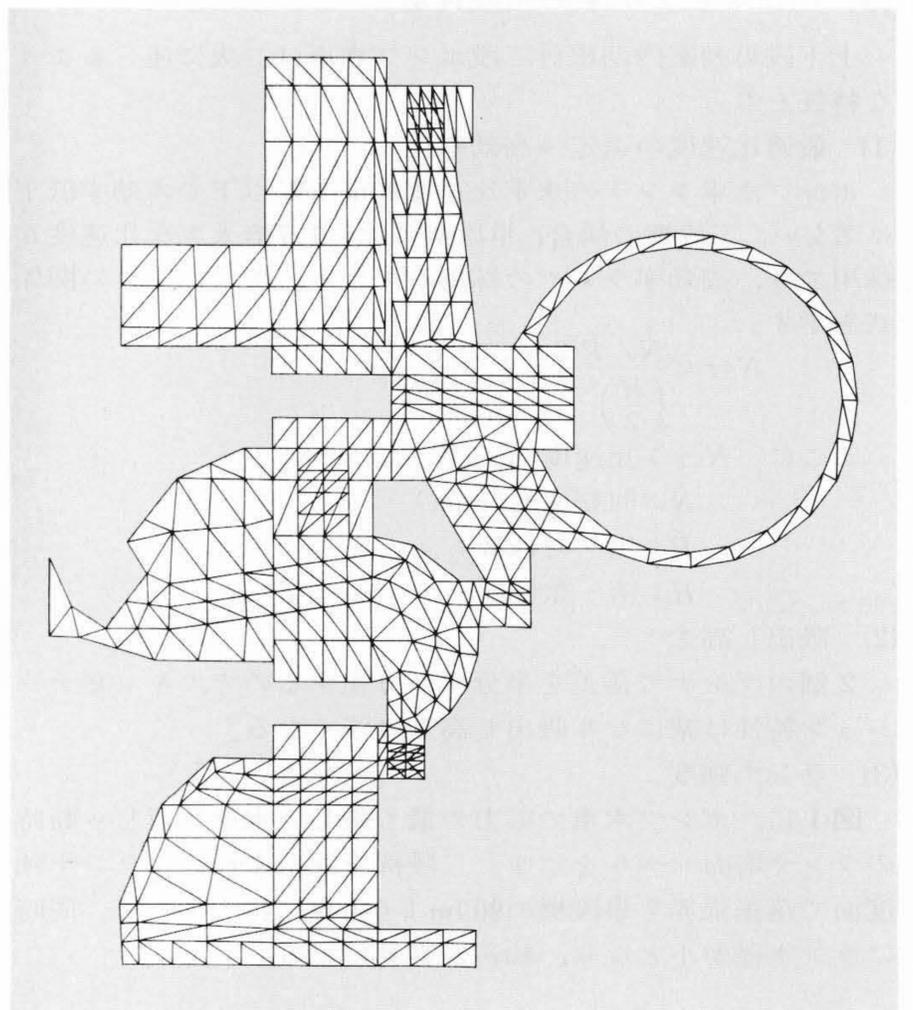


図4 二段ポンプ水車静止部強度解析(FEM計算) ケーシング, スピードリング, 上下カバー, リターンガイドなど、静止部全体の強度解析ができる。

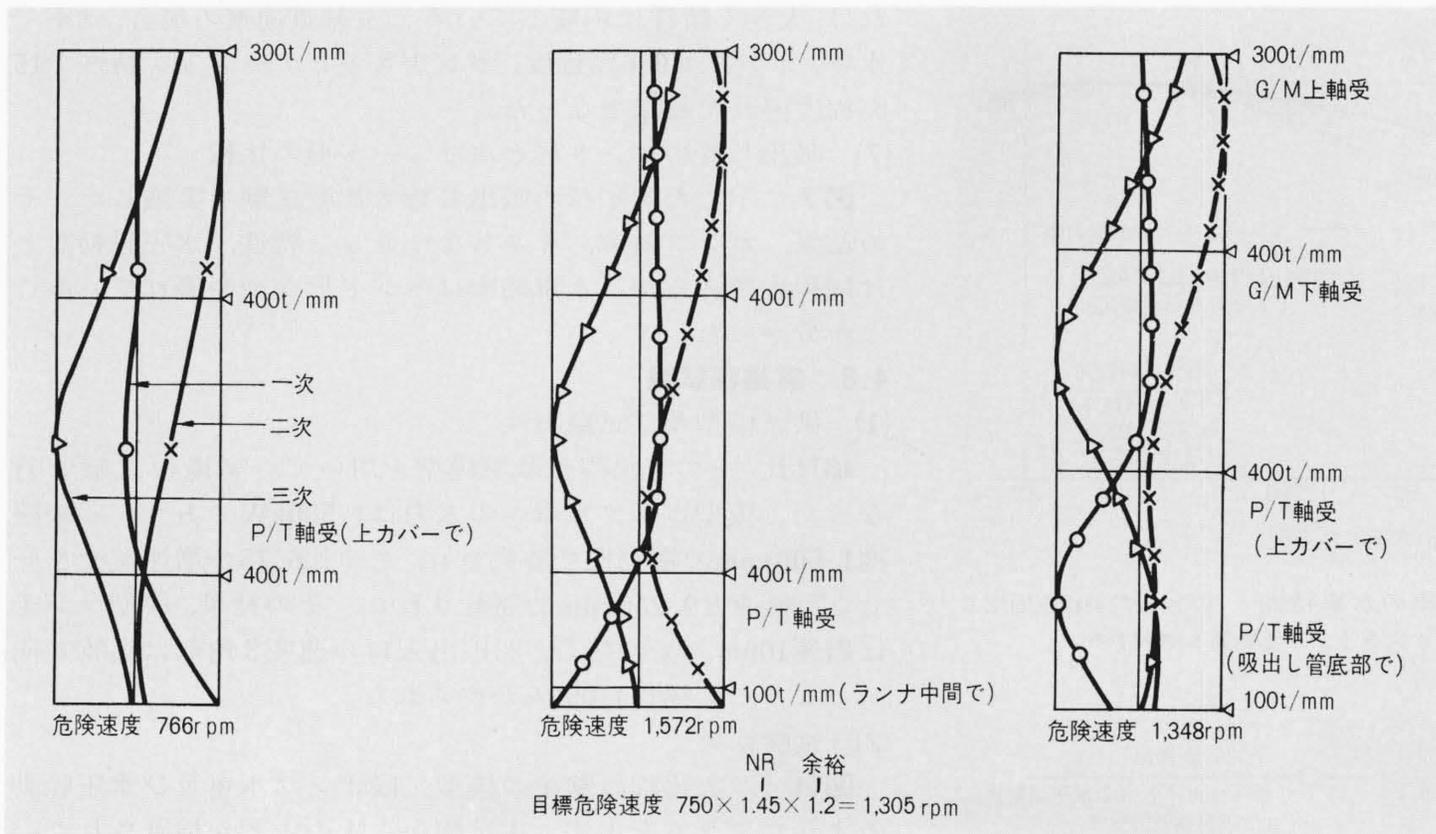


図5 実物二段ポンプ水車～発電電動機主軸系振動計算結果 吸出し管底部へ軸受を設置した場合、従来の単段機とは振動モードが異なり、二段機特有なものとなる。

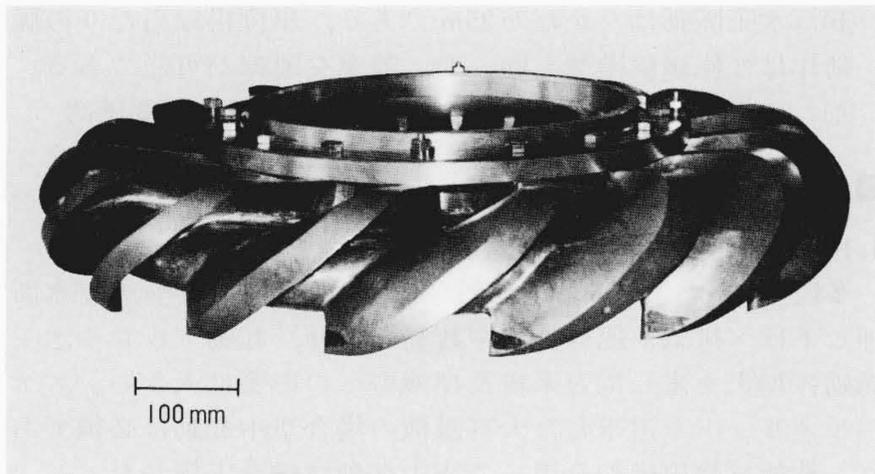


図6 二段ポンプ水車用模型リターンガイド リターンガイドは、上段ランナに対しては吸出し管、下段ランナに対してはケーシング、ステーベーン役目をなすものである。

発が試みられた。今回は最近の流れ解析、強度解析などの新技術により実質上の新規開発を行なった。設計段階での性能予測は従来の単段ポンプ水車をベースにし、次に述べる二段機特有の部品について配慮した。

(1) ランナ

主軸貫通に伴う出口径の増大に留意した。また、上下段ランナの負荷分担は、ポンプ水車は日常の起動・停止を含め水車、ポンプ両方の広い領域で運転されるので、上下均等に50%ずつとした。

(2) 案内羽根

上段の案内羽根、ステーベーンは鉄管圧力を直接受け、超高落差になればなるほど強度上羽根厚は大となる。したがって、構造・強度と水力特性の協調を図った。

(3) リターンガイド

2個のランナをつなぐ流路であり、二段ポンプ水車特有の部品である。流体上の基本的役目は、上流側ランナから与えられた角運動量をこの間で取り除き、次のランナに受け渡すことである。高効率を得るため連続羽根とし、ランナと同様スムーズなプロフィールとした。図6に模型リターンガイドを示す。

(4) 吸出し管

単段機に比べ主軸が貫通し、その影響を受けやすい。形状

は図7に示すように、水車・ポンプ水車用に多くの実績をもつベンド形と、ポンプに多く採用されているポリユート形の2種が考えられる。本開発では水車性能を重視し、ベンド形を基本として主軸振動上メリットのあるポリユート形についても検討した。

4.2 一般性能模型試験

(1) 供試模型及び試験項目

縮尺比 $\frac{1}{6.7}$ 模型で出力、揚水量、効率などの基本特性及びキャビテーション、水圧脈動などの運転特性を検討するため模型試験を実施した。

(2) 水車特性

図8に水車特性を示す。効率は最高効率を100%とした相対値である。上下段案内羽根を同期して動かした場合、効率低下量及び水圧脈動の増大は少なく、単段機に劣らない特性が得られた。下段案内羽根固定で上段だけ可動の場合、水車部分負荷時の特性低下は大である。

(3) ポンプ特性

図9にポンプ特性を示す。効率、揚水量特性共に優れている。上段案内羽根だけ可動した場合でも、特性低下は比較的少ないのが特長である。

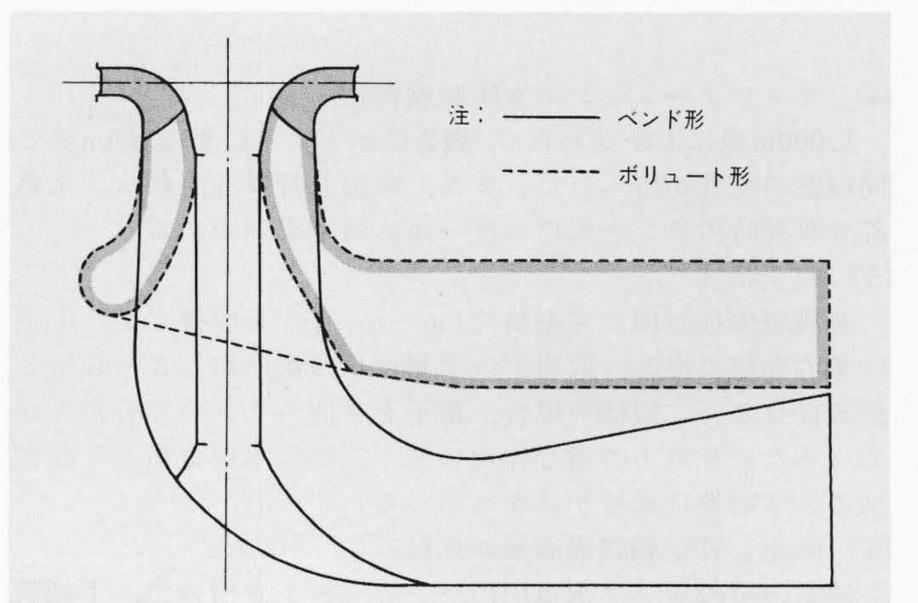


図7 二段ポンプ水車用吸出し管(ベンド形とポリユート形の形状比較) ポリユート形は、主軸系振動緩和のため極力浅形化した。

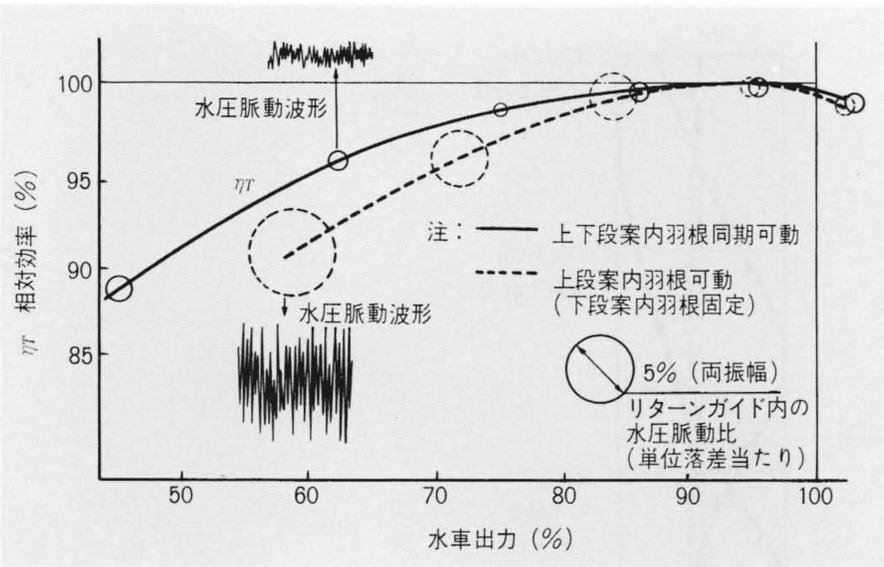


図8 1,000m級二段ポンプ水車の水車特性 下段案内羽根を固定した場合、水車部分負荷時で効率低下が大きく、水圧脈動も増大する。

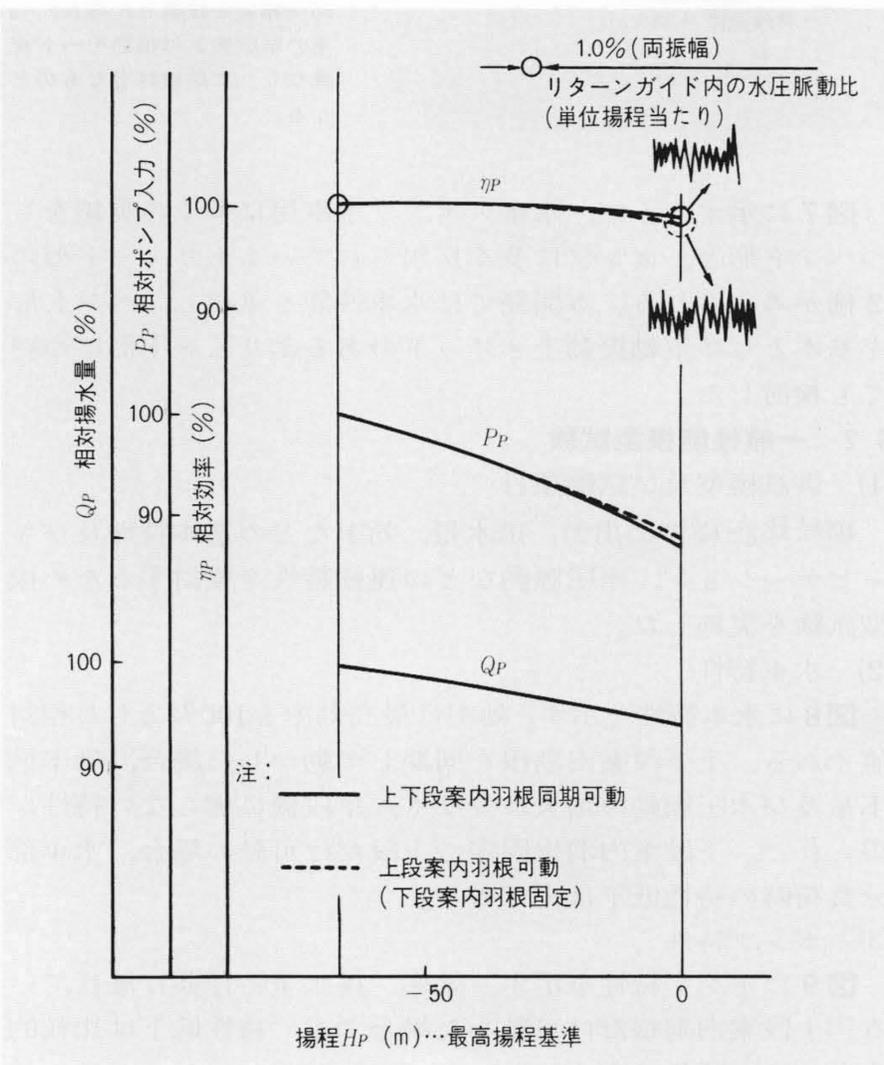


図9 1,000m級二段ポンプ水車のポンプ特性 上段案内羽根可動では、高揚程側でわずかに特性低下となるだけである。

(4) キャビテーション・水圧脈動特性

1,000m級にもかかわらず、表2に示すように単段500m級と同程度の特徴が得られた。また、吸出し管貫通主軸は、水車部分負荷時のランナ出口ホワールに対し有効である。

(5) 完全特性

過渡現象検討用に完全特性($n_1 \sim q_1, t_1$)を取得した。上下段案内羽根の場合、取得データ量は単段機に対し5~6倍と膨大になる。二段機の場合、落差を2個のランナで分担させているためランナの遠心作用は弱く、特に水車負荷しゃ断領域のS字特性は緩やかになっている。

(6) 吸出し管主軸貫通有無の比較

通常の単段ポンプ水車用のランナコーンを用いて、主軸貫通有無の比較試験を実施した。主軸貫通のポンプ運転時の場合、図10に示すようにランナ入口部の周方向成分の流れの乱

れは、大きく特性に影響している。主軸貫通無の場合、効率で水車、ポンプ共0.6%程度、ポンプキャビテーション特性で15%程度優れた結果となった。

(7) 吸出し管のベンド形とボリュート形の比較

図7に示した両形状の吸出し管で比較試験を実施した。その結果、ポンプ効率、キャビテーション特性、水圧脈動などは同程度であるが、水車効率はベンド形がやや優れていることが分かった。

4.3 実揚程試験

(1) 供試模型及び試験方法

縮尺比 $\frac{1}{15.5}$ の実揚程試験用模型を用いて、実揚程試験を行った。模型ポンプ水車への入力は1,500kWであり、回転速度1,500rpmの電動機で駆動され、ギヤ比6.75の増速ギヤを介して回転速度9,250rpmで運転された。その結果、模型ランナは周速100m/sで回転し、羽根出入口の速度3角形は実物と同一となり、実揚程1,090mが得られた。

(2) 試験結果

図11に、実揚程試験中の模型二段ポンプ水車及び水圧脈動のオシログラムを示す。本試験から次のことが検証された。

- (a) 二段ランナでの1,090mの揚水の可能性
- (b) 水圧脈動はたかだか25mであり、単位揚程当たりの脈動比は性能試験模型と同一で、静粛な運転が可能である。
- (c) 10^7 回転以上でのランナ、案内羽根の疲労強度確認

5 制御方式の検討

5.1 ポンプ空中起動模型試験

多段(ランナ3~5段)機は、ポンプ起動時のランナ室水面押し下げ・排気が困難で水中起動となり、起動トルクや水圧脈動の増大を来し電力系統及び機器への影響は大きい。スケールメリットを追求した大容量機の場合空中起動は必須であり、性能試験用模型を用いて空中起動試験を実施した。

(1) 水面押し下げ給気

上段ランナ室側から給気し、リターンガイドとドラフトパイプを結ぶバイパスを介して、下段ランナ室を押し下げる方式が良いことが分かった。

(2) 排気試験

排気前のランナ回転中の上部吸出し管内水面動揺は、貫通

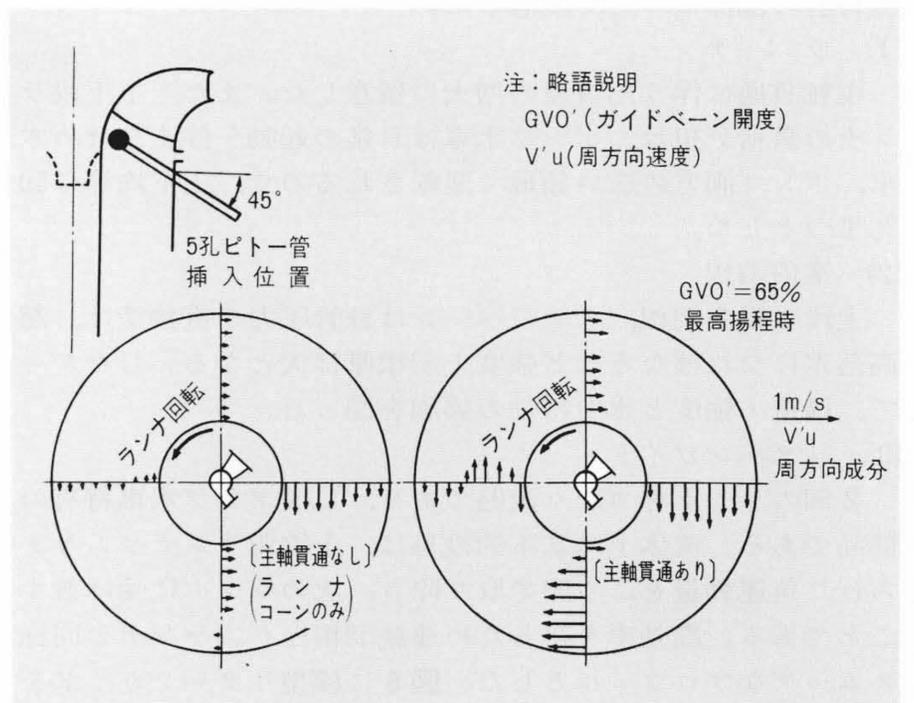


図10 模型二段ポンプ水車ポンプ運転時ランナ入口部流速分布測定結果(ベンド形) 吸出し管内主軸貫通の場合、流れの乱れは大なる傾向である。

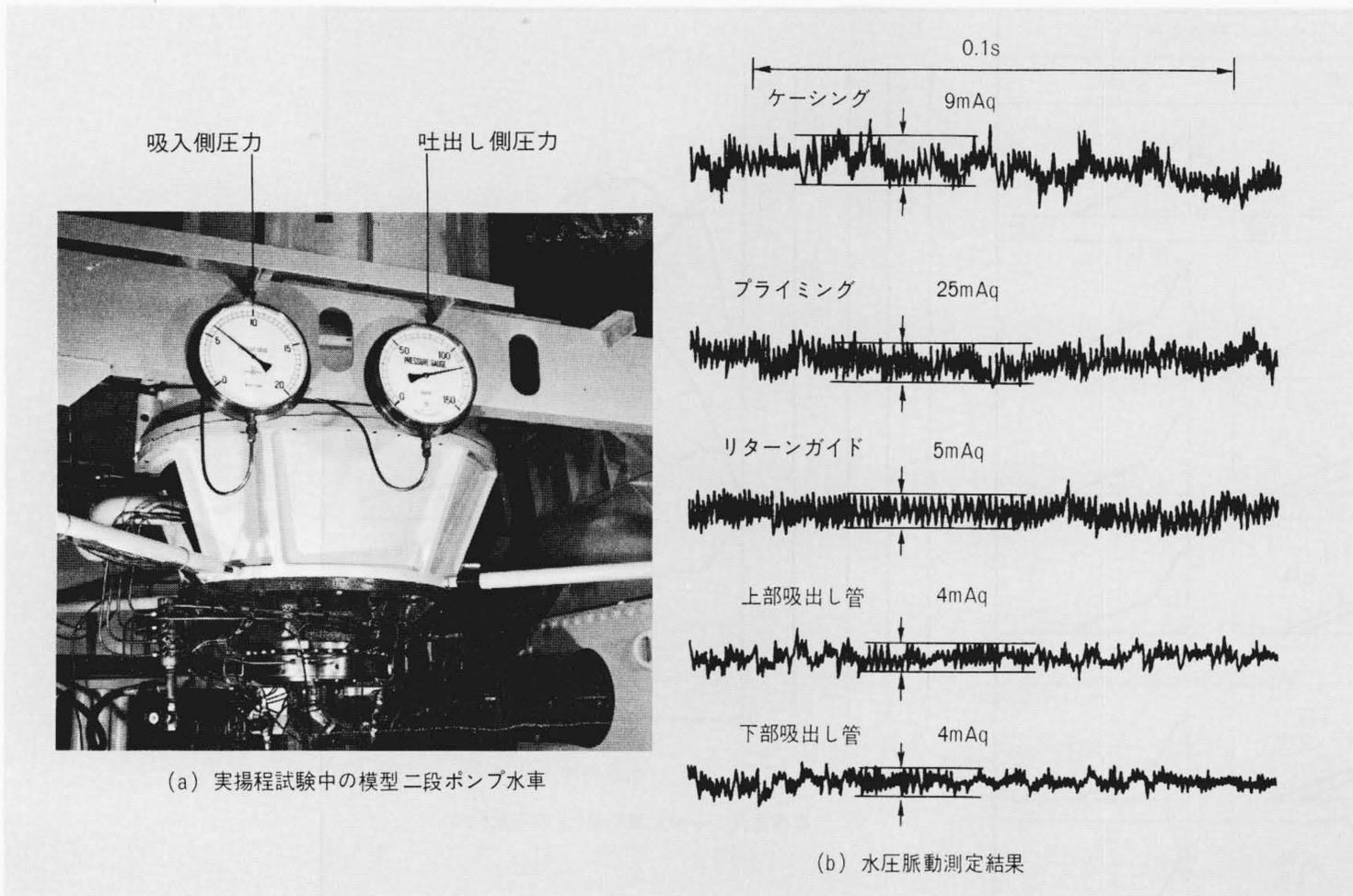


図11 1,000m実揚程模型試験結果 圧力計は吐出し圧1,150m, 吸込側60mであり, 1,090mの揚水がなされていることを示す。

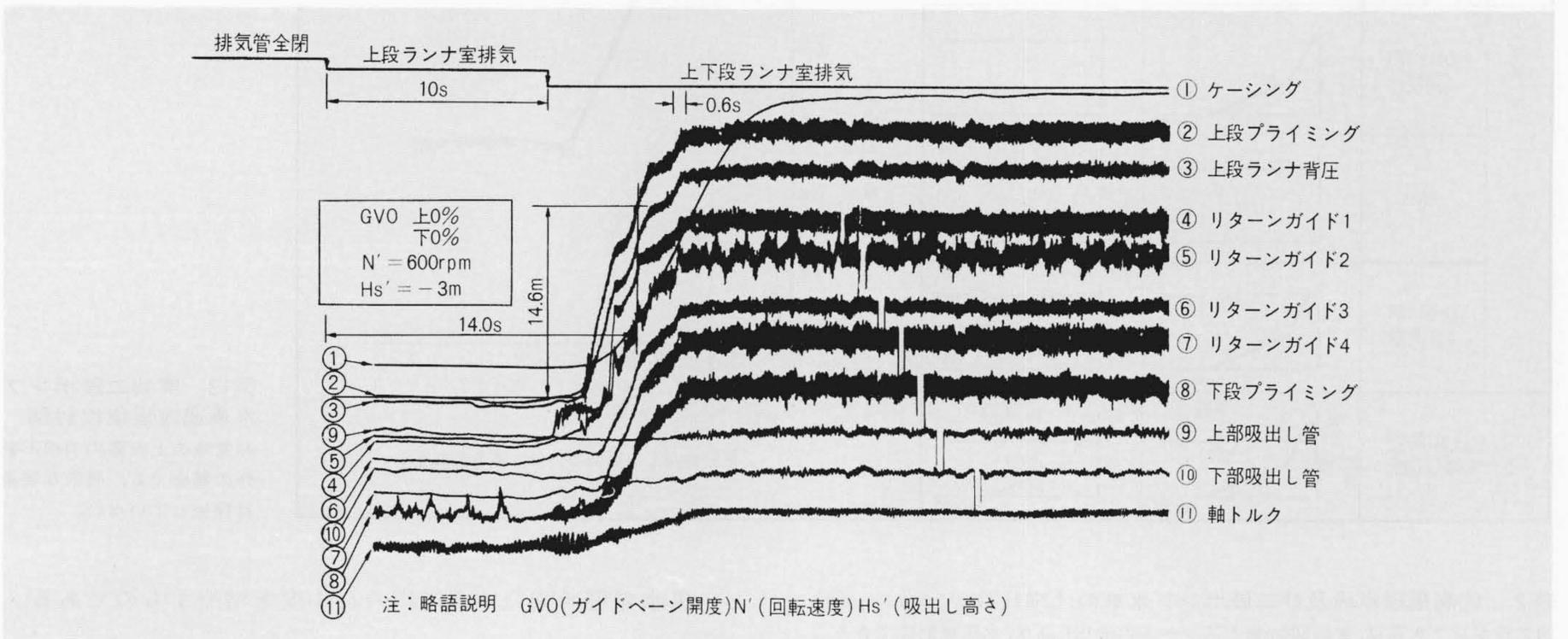


図12 模型二段ポンプ水車排気試験結果 ポンプ水車内各部の水圧脈動及び軸トルク変動は, スムーズな排気がなされていることを示す。

主軸のため静かである。二段機は構造が複雑であり, ランナ回転中の排気はより困難である。各種排気ルートを組み合わせた試験の結果, まず上部ランナ室の排気を行ない, 次に一定時間経過後下段ランナ室の排気を行なうと, 所要のプライミング圧力の確立が可能であることが検証された。図12にその状況を表わすオシログラムを示す。

5.2 過渡現象の解析

二段ポンプ水車は上下段案内羽根をもち, 水車負荷しゃ断時などの過渡現象は複雑となる。日立製作所では, ポンプ水車の完全特性と水路を組み合わせ, 上下案内羽根の閉鎖レートを自由に変えられる汎用計算プログラム(ポンプ水車6台までの水路共用相互干渉計算が可能)を開発した。案内羽根の各種閉鎖モード, 特に事故時を考慮した不ぞろい閉鎖モードをも含め検討を実施した。その様子を図13に示す。

(1) 検討結果

二段機は単段機よりも回転速度が一段低く, 発電電動機のGD²は大にできる。したがって, 回転体の慣性は水路の慣性に比べより大きく(単段機に対し), かつポンプ水車自体の完全特性も前述したようにS字特性が弱い為, 過渡現象は単段機に比べて楽な方向になる。また, 案内羽根閉鎖モードが不ぞろい時でも異常な現象は発生しないことが確認された。

(2) リターンガイド部設計水圧

水撃計算結果から求めた案内羽根開度, 単位回転速度などを用い, 準静的な状態でリターンガイド内部の静圧を測定し, 過渡時の設計水圧を予測した。その結果を図13に示す。

6 単段機との比較

表2に単段機と二段機の仕様比較を示す。二段ポンプ水車は, 単段機限界の900m以上の揚水発電所地点の拡大を可能にするとともに, 輸送条件の緩和及び水力特性の優位面を加味する

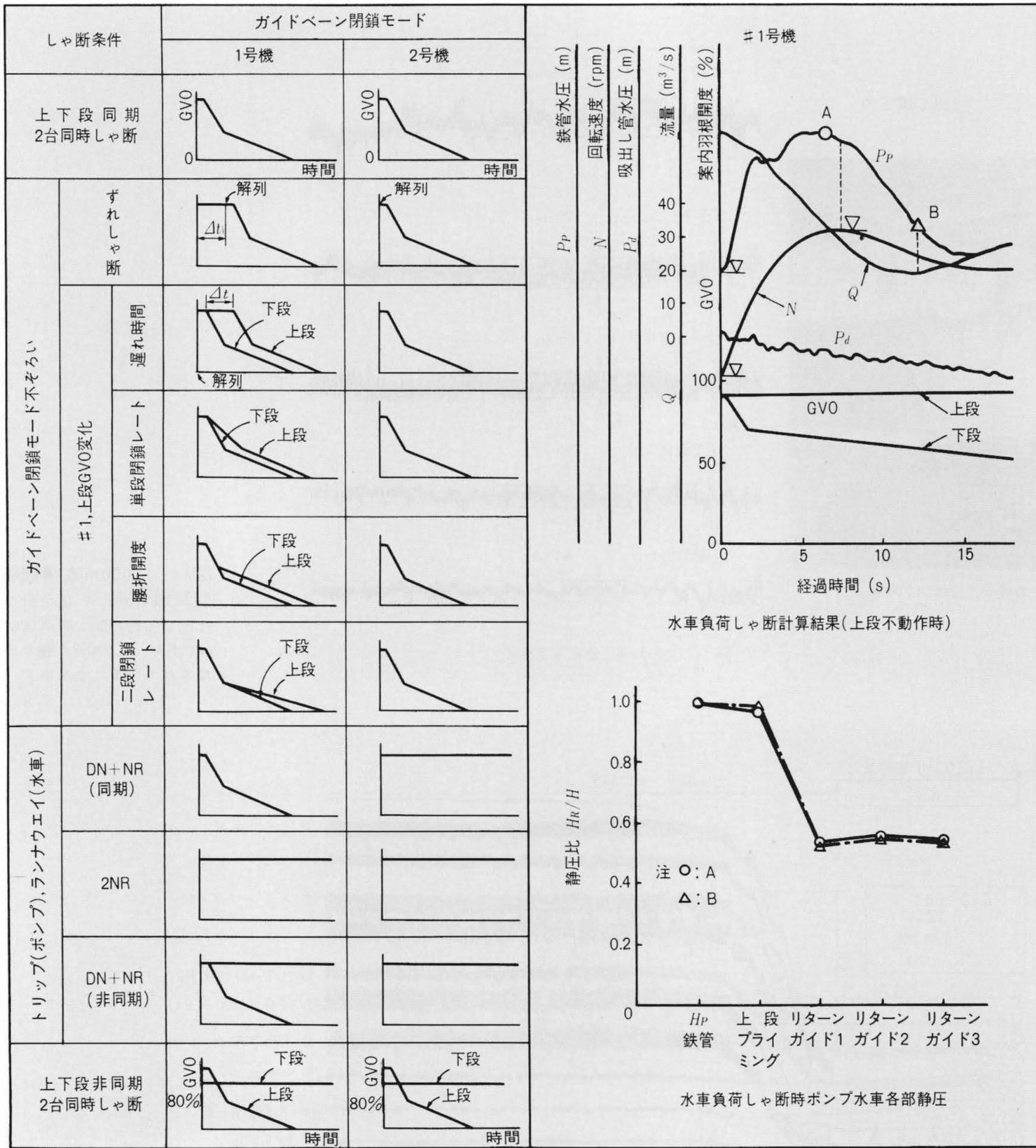


図13 実物二段ポンプ水車過渡現象検討例
非常時の上段案内羽根不動作の場合でも、異常な現象は発生していない。

表2 超高揚程単段及び二段ポンプ水車の仕様比較 800~1,000m
級二段ポンプ水車は、単段500m級と同レベルの吸出し高さ、水圧脈動にできる。

項目	単位	単段ポンプ水車			二段ポンプ水車		
		500m 沼原	500m 玉原	800m 東京電力 株式会社 共同研究	800m 東京電力 株式会社 共同研究	1,000m	
回転速度	rpm	375	429	600	500	600	
最高落差	m	500	524.3	800	800	1,000	
出力	MW	230	309	462	410	350	
水車比速度	m-kW	76	95	96	127	105	
最高揚程	m	528	559.2	864	864	1,090	
最大揚水量	m ³ /s	48.5	54	52.9	47.3	31.3	
ポンプ入力	MW	250	302	464	415	360	
ポンプ比速度	m-m ³ /s	27	30	32	41	31	
最高揚程で 設備吸出し高さ	m	-46	-65	-95	-75	-60	
水圧脈動 水車部分負荷時 上部吸出し管で リターンガイドで	m	25	18	24	16	25	
	m	—	—	—	28**	25**	
ランナ	最大外径	mm	φ4,950	φ4,600	φ3,950	φ3,450	φ3,300
	のみ口高さ	mm	290	325	300	375	240

注: ** 測定場所は異なる。

と、揚水発電所開発地点選択の自由度を増やすものである。

7 結 言

上下段可動案内羽根付二段ポンプ水車の機器設計など基本的な問題点は、構造強度との協調、水力特性及び制御方式の研究開発によりほぼ解明された。今後更に、実物製作面での開発と高い信頼性を得るための研究を、継続して行なう考えである。

本稿が具体的計画地点の拡大への検討、あるいは二段ポンプ水車採用実現に対し、若干でも参考になれば幸いである。

なお、東京電力株式会社との800m級二段ポンプ水車に関する共同研究の成果も、単段機との性能比較、制御方式の開発など、本稿で述べた1,000m級二段ポンプ水車の開発に大いに寄与しており、ここに関係各位の御指導、御協力に対し深謝する次第である。

参考文献

- 1) A. Oishi, et al.: Development of High-head Single and Double Stage Reversible Pump-Turbines, IAHR 10th Symposium, 441~452 (1980-10)