

超高落差 700 m 級ポンプ水車の開発と検証

Development and Verification of Ultra High Head Pump Turbine

高砂製作所 福田 暢 英*¹ 松下 廣*²
東京電力株式会社 大野 光 一*³ 佐藤 勝 也*⁴

近年の揚水発電所は、開発地点の制約、経済性向上の観点から高速大容量化、高落差化の傾向をたどっている。2000年6月に運転を開始した、東京電力(株)葛野川発電所2号機はこのような時代の流れの中で建設された、世界最高落差となる高速大容量機である。当社は本発電所の中で原動機となるポンプ水車を納入した。本ポンプ水車は1988年より東京電力(株)と共同研究を実施し、この高落差高速大容量に耐え得るポンプ水車各構成要素の開発検証を行い、1999年6月から翌年5月にかけて現地無水試験・有水試験を実施した結果、設計時に予測された性能をほぼ達成し、現在、営業運転中である。

Economically and due to the decreasing number of sites available for developing hydropower, pumped storage power stations require high peripheral speed and large capacity. Kazunogawa Power Station Unit 2 of the Tokyo Electric Power Company (TEPCO) started commercial operation in June 2000. It is a high-capacity, high peripheral speed pump turbine with the highest effective head in the world as a single-stage pump turbine. MHI manufactured a pump turbine, exposing turbine components to severe operating conditions developed and verified through research with TEPCO since 1988. From June 1999 to May 2000, commissioning tests were conducted and design requirements were confirmed satisfactory.

1. ま え が き

近年の揚水発電所では、開発地点の制約、経済性向上の観点から更なる高落差化、高速・大容量化の傾向をたどっている。

国内外でこれまでに建設されたポンプ水車の最高有効落差及び最大出力の実績を図1に示す。これに示されるようにこれまでの運転中の最高落差機は600 m級であるが、平成11年来現地試験中であった世界最高落差700 m級となる東京電力(株)葛野川発電所向けポンプ水車の現地試験が完了し、平成

12年6月営業運転に入り順調に運転されている。

本報では、700 m級ポンプ水車のこれまでの設計、開発された技術の妥当性対比も含め現地試験結果について紹介する。

2. 700 m 級ポンプ水車の開発

2.1 ポンプ水車仕様

葛野川発電所向けポンプ水車の鳥かんと図2に、設計仕様を表1に示す。単段ポンプ水車としては、世界最高落差及び揚程の記録機となる。

2.2 ポンプ水車の設計概要

図1に示されるように従来の実績を大きく超えた超高落差機であることから幾多の技術的課題がピックアップされ、設

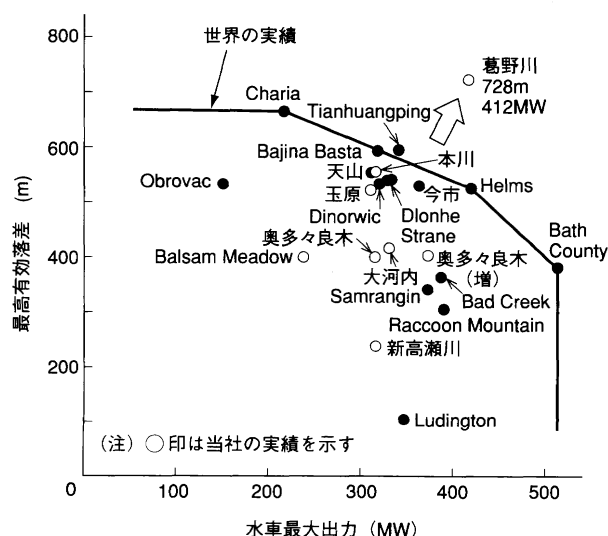


図1 ポンプ水車最高有効落差・容量の実績 葛野川はこれまでの実績を超える高落差・大容量機である。
Experience record of head and capacity of pump turbine in the world

表1 ポンプ水車設計仕様
Specification of pump turbine

ポンプ水車/入口弁仕様		立軸渦巻単段フランシス形ポンプ水車 (#2) ランナ材質: 13 Cr 4 Ni 鋼 ランナ/ガイドベーン羽根枚数: 7/20 入口弁: φ2100 mm ロータリ弁		
発電方向	有効落差 (m)	最 高	基 準	最 低
		728	714	681
	水車出力 (MW)	412	412	384
	使用水量 (m³/s)	66.7	68.2	66.7
	回転速度 (r/min)	500		
揚水方向	比速度 (m-kW)	84.9	87	89.1
	全揚程 (m)	最 高	基 準	最 低
		779	—	722
	揚水量 (m³/s)	44.1	—	52 以上
	ポンプ入力 (MW)	391	—	438 以下
	回転速度 (r/min)	500		
	比速度 (m-kW)	22.5	—	25.9

*1 機械技術部水車設計課

*3 建設部水力電気グループ

*2 機械技術部水車設計課主席チーム統括

*4 葛野川水力建設所発電技術グループ

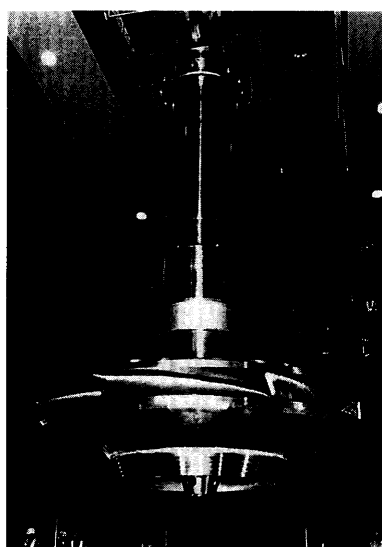


図2 葛野川2号機ポンプ水車鳥かん
Bird's-eye view drawing of
pump turbine and generator

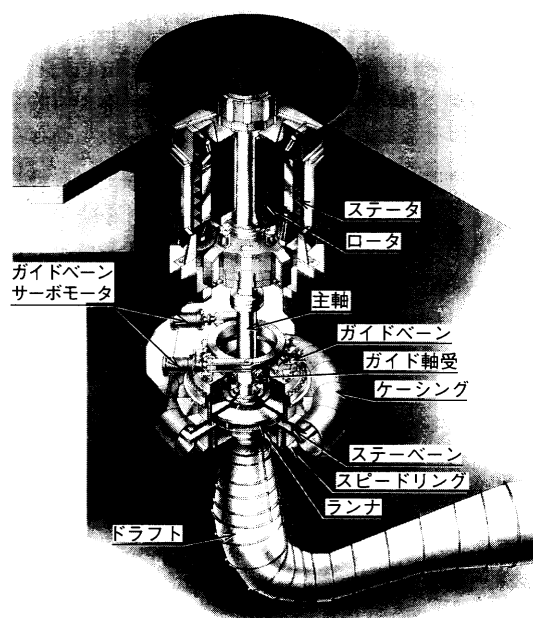


表2 設計時検討課題
Subjects examined through designing

検討課題	課題要因	検証方法
ランナに作用する水圧加振力の把握	・ GV, RV 枚数による影響 ・ GV, RV 間距離の影響 ・ GV 肉厚による影響	要素試験による検証
水中固有振動数の把握	・ 上カバー剛性の影響 ・ ランナ, 上カバー間のすきまの影響 (連成振動) ・ ランナ先端剛性の影響	流体・弾性体連成振動解析プログラムを用いた検討
ランナの共振回避率	・ 変動応力レベル ・ 水中固有振動数	実揚程・実落差試験での検証
ポンプ水車性能の確認	・ 効率 ・ キャビテーション ・ 水圧脈動 ・ 無拘束速度 ・ 調相運転特性	性能模型試験の実施
ランナの製造	補修欠陥率の大幅低減達成のためのシミュレーションの実施, 鋳造技術の改善	1/4 モデルを製作し検証実施

計段階では表2に示す課題を解決するため各種の検討解析並びに各種検証を実施し実機での信頼性向上を図った。それら幾つかの適用例を以下に示す。

(1) ランナの開発

超高落差ポンプ水車では特にランナ強度・振動問題が重要課題である。これまでの実績を超える落差・揚程を発生するランナに対し、CFD 及び FEM 解析での机上検討並びに模型を用いた実揚程・実落差試験を実施した。それらの結果を以下に示す。

高落差ポンプ水車のランナでは、その形状が偏平となるためランナ入口付近の振動特性が重要となる。本ランナの設計ではランナベーンとガイドベーンの枚数の組合せにより発生する流水の加振パターンに対し、一致する固有モードの振動数を10%以上回避することを目標に設計を行った。その結果、定格回転数500rpm時の加振力に対して、ランナの問題となる振動モードの固有振動数を十分回避す

ることができた。

また、製造面においても従来のポンプ水車より振動強度的に厳しいことから、鋳造品であるランナの内在欠陥を減らし、より高い品質のものとするため、鋳造のシミュレーション及び1/2模型による検証を実施し、ランナの信頼性向上、高品質ランナの製作を図った。

(2) 主軸封水装置の開発

超高落差ポンプ水車では、従来機以上の高周速並びに高封水圧条件であることから従来のポンプ水車で採用していたテフロンパッキンに対し、高周速、高面圧下で耐摩耗性に優れた3段カーボンパッキンを新たに開発し、1/2模型での検証を実施した。

(3) 主軸軸受

軸受は、これまでの実績最大周速となることから軸受剛性の変化及び発生熱量が問題となる。これらの問題に対し、低粘度油 (VG 32) の採用による軸受損失・発生熱量の低減、軸受パッドの加工半径比 (プリロード比) の変更並びに冷却方式として冷却効果が大きくまた保守性に優れた外部冷却方式を採用した。

(4) 下カバー構造

下カバー構造は水面押下げ運転時 (揚水待機, 調相運転時) の特性に影響を与える。すなわち、水面押下げ時はガイドベーンからの漏水が発生するが、これをスムーズに排水しなければ入力の変動、軸振動の増加等安定した運転が困難となる。安定した運転状態を達成するためプライミング部からの排水効果が大きい、ボックス方式の下カバー構造を採用した。

(5) 調速機の開発

従来の補助サーボを用いた機械リターン方式から一軸式電気リターン方式調速機を開発し、大幅な調速性能の向上並びに保守性に優れた調速機を開発採用した。

なお、開発段階では水路条件、はずみ車効果、ポンプ水車特性並びに調速機特性等の実機と同一条件下でのシミュレ

ションを事前に机上検討し、定常運転時並びに過渡運転時の最適定数を見だし実機へ適用した。

特に、葛野川発電所は超高落差・長水路系の厳しい設計条件であり、さらには同一水路に他社機と三菱機という特性の違う（異種特性）ポンプ水車が配置されることから過渡時の運転特性の把握については十分な精度が要求された。

なお、過渡時の運転特性を決定づけるガイドベーン閉鎖速度を決めるに際し配慮した項目は以下のとおりである。

- 水圧上昇／下降値、回転速度上昇値は保証値以下とする。
- 相互干渉による過大な水圧上昇が各々の号機に発生しない閉鎖速度を選定する。
- 揚水方向では鉄管側に過大な水圧低下を引起すことなく、またポンプ逆流領域での過渡運転を可能な限り短時間とする閉鎖速度を採用する。
- 調速機の設定ゲインは、遮断後の回転数上昇を抑えかつスムーズに無負荷運転に移行できるようにシミュレーションにて検討し、決定された。

3. 現地試験結果

3.1 現地試験結果の要約

現地試験結果の運転状態を要約したものを表3に示す。

各計測結果共、予想以上の結果が得られ、特に振動値は従来機の500 m級と同等レベルの良好な運転状態であることが確認された。

3.2 定常運転特性

2号ポンプ水車における定常運転特性について、実機での各部水圧脈動及び各部振動の例として発電運転時計測結果を図3に示す。これらの図から分かるように、各部の水圧脈動は模型試験結果と傾向的に良く合致しており、またレベル的にもこれまでの500 m級ポンプ水車の脈動レベルと大差ない値となっている。また、上カバー振動及び軸振動においても500 m級のポンプ水車と同レベルの良好な結果が得られ、当初の目標が達成されたといえる。

また、揚水運転特性についても同様に、脈動・振動共、500 m級ポンプ水車と同レベルの結果が得られた。

3.3 過渡運転特性

超高落差揚水発電所ではこれに伴って水路系も長大化し、

表3 現地試験結果運転状態要約（負荷試験及び入力試験）
Summary of results of commissioning test

		管理値	発電運転	揚水運転
軸振れ (1/100 mm)	G/M 上部軸	—	23	17
	G/M 下部軸	—	13	11
	水車軸	37	10	11
振動 (m/s ²)	上カバー	49	9	7
	水圧脈動*	—	12	15
	プライミング	—	27	11
軸受温度 (°C)	スラスト軸受	—	39.3	40.9
	G/M 上部軸受	—	30.2	29.6
	G/M 下部軸受	—	39.7	38.9
	水車軸受	65.0	43.0	38.0

※：出力開度試験、適正開度試験データによる

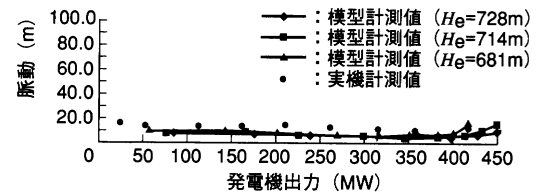
水車負荷遮断、ポンプ入力遮断時などの過渡時における水路系の水圧変化及びポンプ水車の回転速度変化も大きく、運転状態としてはより過酷な条件となることから、より応答性に優れた高精度の制御が必要となる。特に当発電所では前述のとおり同一水路に#1（他社機）／#2（三菱機）号の異種特性を持ったポンプ水車が配置されており、各々の流量特性、トルク特性を用いた相互干渉に対する過渡シミュレーション解析を事前に実施し、発電方向、揚水方向の遮断時の水圧上昇、回転速度上昇を設計値以下に収めかつ安定した主機制御が行える、最適なガイドベーン閉鎖速度を決定する必要がある。

図4に過渡運転特性の例として2台同時負荷遮断試験結果（基準有効落差時）の計測例を設計時に実施したシミュレーション結果と比較して示す。

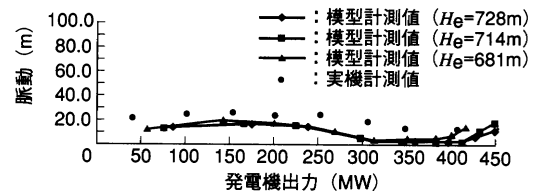
図に示されるとおり設計時の過渡シミュレーション解析と同様の水圧変化、速度変化の傾向が得られ、予想されたとおり過渡状態においても良好な運転状態が得られた。

3.4 調相運転特性

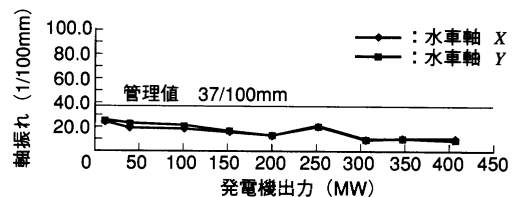
調相運転は電力系統の力率を改善し系統の効率的運用を高めようとする目的の運転モードである。このモードでの運転ではポンプ水車は水面押下げを行い空転状態となる。したがって調相運転時の運転状態として監視されるべき項目としては、ランナシール温度、下カバー排水温度、軸振動、入力変



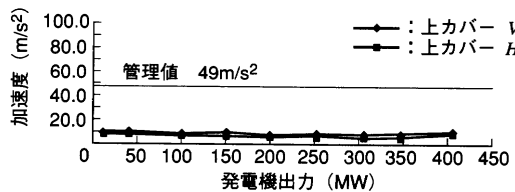
(a) ケーシング水圧脈動



(b) ドラフトチューブ水圧脈動

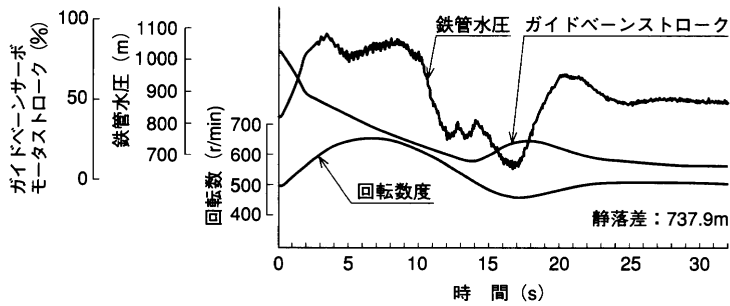


(c) 水車軸振動（実機計測値）

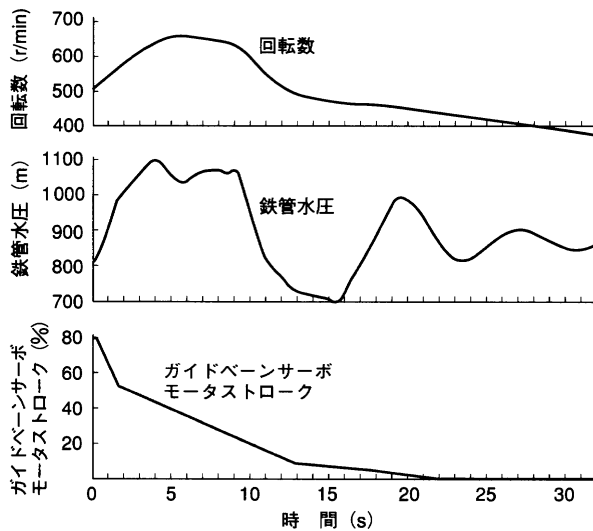


(d) 上カバー振動（実機計測値）

図3 発電運転特性 脈動・振動レベル共、500 m級ポンプ水車と比較し同レベルにある。
Characteristics in turbine operation



(a) 試験結果



(b) シミュレーション結果

図4 負荷遮断特性 実機計測の水圧上昇・回転数上昇レベル・傾向共、シミュレーション結果と良く一致している。
Characteristics at load rejection

化等がある。本発電所は実績最大の高周速機であり、空気との摩擦により発生するランナシール部等の温度上昇が非常に厳しいことが予想された。この温度上昇を適正值内に収め、入力変動、軸振動が小さく安定した運転ができるようにするためには、ガイドベーン漏水量、ランナシール給水量、プライミング排水及び下カバー排水の排水量を適切に調節する必要がある。本発電所向けのポンプ水車では、調相運転時のこれらの諸特性を検証するため、実圧下での模型試験を実施し、実機では、連続調相試験にて各部温度上昇の計測を実施した。計測結果の例として揚水連続調相運転時の結果を図5に示す。いずれの温度も設計値を満足しかつ夏場の冷却水温が高い場合でも、連続的に調相運転ができることが確認された。

3.5 水圧推力特性

超高落差ポンプ水車では、そのランナ形状からランナ周りのわずかな圧力差が大きな水圧推力となりやすいことから、定常時、過渡時に発生する上下水圧推力について十分な検討が必要である。

水圧推力発生メカニズムは従来ポンプ水車と同じものと考えられるが、特に超高落差ポンプ水車ランナは比速度が小さいためランナ外側背圧とランナ側圧部のわずかな圧力差により生じた水圧推力が全水圧推力を支配する傾向となる。

当社では、過渡運転状態を含め精度良くランナ周りの圧力

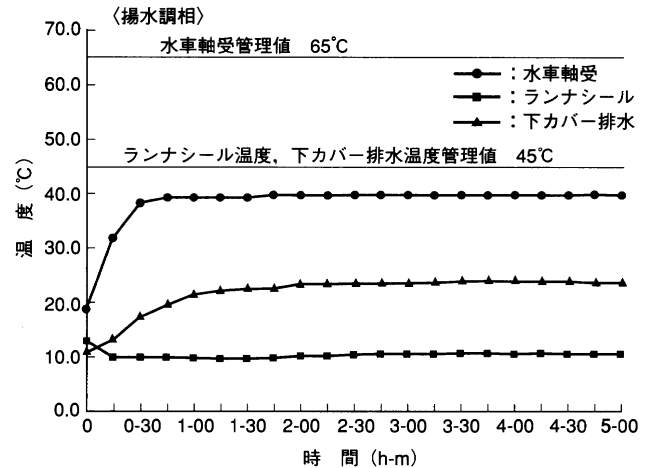


図5 調相運転特性 各部温度共、設計値以下で飽和している。
Characteristics in condenser operation

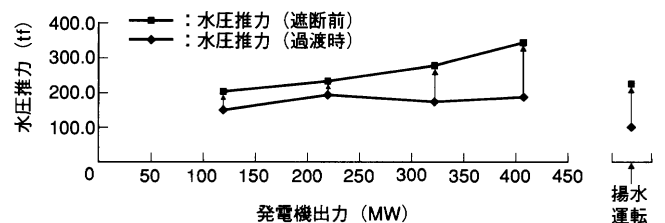


図6 水圧推力特性 定常運転時（遮断前）、遮断時共、600 t 以下の上向きの水圧推力を示しており、ポンプ水車が上向きに飛上らないことを示している。
Characteristics of hydraulic thrust

分布を推定することは極めて困難なことから、ポンプ水車構造面から水圧推力バランスを極力図った設計構造を実機に採用した。その特徴は以下のとおりである。

- ランナ外側背圧部室、側圧部室のすきま寸法は極力同じとする。
- ランナ背圧部並びに側圧部の水圧をバランスさせる目的から、内側バランス管（2次バランス管）並びに外側連通管（1次バランス管）を設けた。
- 入力遮断時でのガイドベーン閉鎖モードは、極力逆流領域の影響が少ない閉鎖モードを採用した。

図6に負荷遮断時及び入力遮断前後での水圧推力変化について示す。

現地試験結果、定常運転時並びに過渡運転時を含めたすべての運転状態において過大な水圧推力の発生現象も認められず、非常に安定した良好な結果が得られた。

4. む す び

世界最高落差機となる葛野川発電所での超高落差ポンプ水車についてここにその設計と試験の概要を述べたが、現地試験結果は事前検証並びに机上検討による予想値とほぼ一致し、良好な結果が得られた。

しかし、更なる経済性追求の観点から高落差化、高速化されるポンプ水車では、技術的問題点がすべて解明されたわけではなく、今後とも解析技術向上等の継続した研究が必要と考えられる。