

700 m・400 MW級超高揚程大容量ポンプ水車

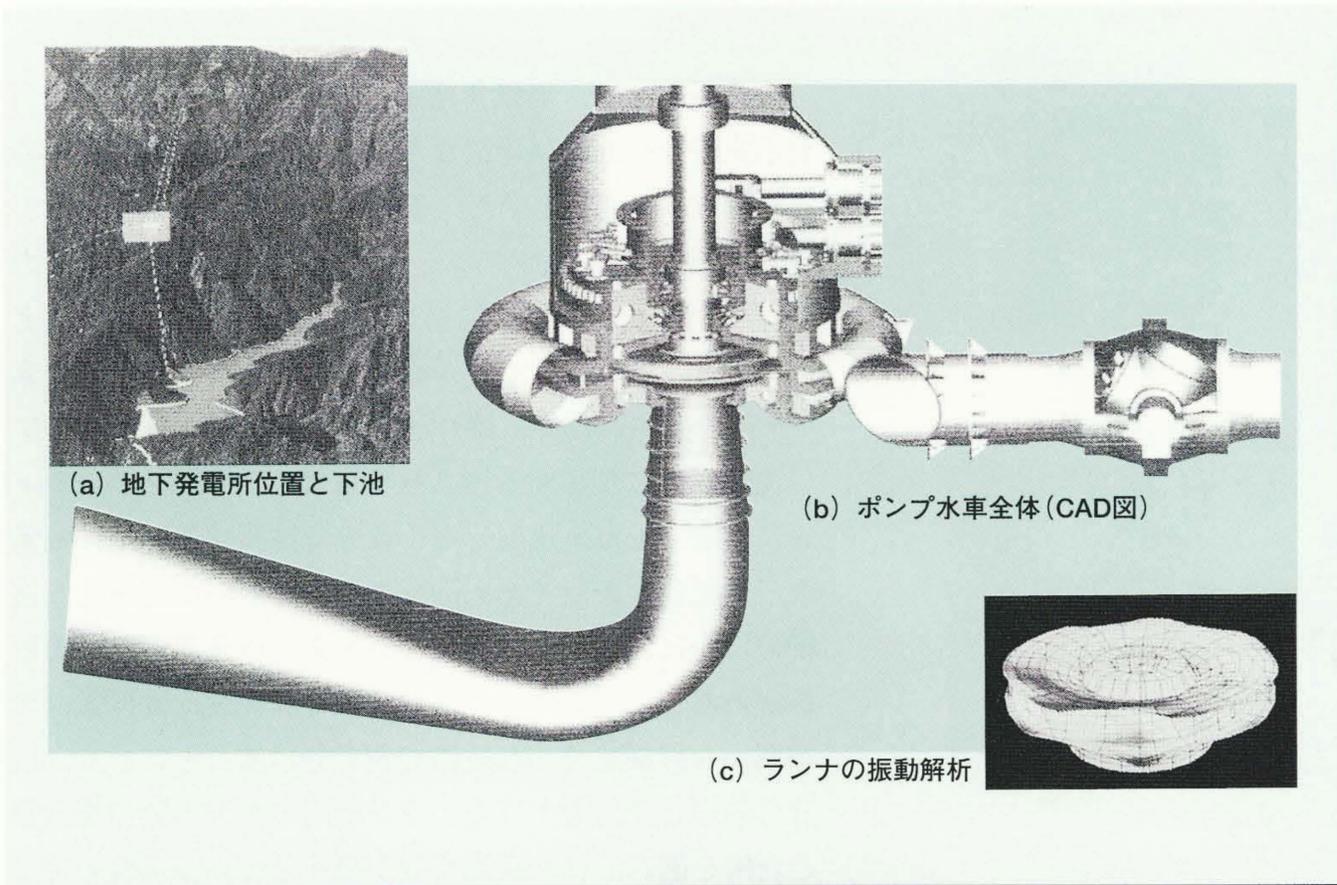
Development of 700 m-400 MW Class Ultrahigh-Head Large-Capacity Pump Turbine

池田孝蔵 Kôzô Ikeda

新倉和夫 Kazuo Niikura

稲垣守人 Morihito Inagaki

大嶋勝宏 Katsuhiko Ôshima



東京電力株式会社 葛野川発電所ポンプ水車 1号機

ポンプ水車が据え付けられた地下発電所の位置と下池を(a)に、三次元CADで作った葛野川用ポンプ水車の断面を(b)に、ランナの振動現象を解析で行った結果を(c)にそれぞれ示す。

火力・原子力を主たる電源とするわが国では、系統の尖(せん)頭負荷調整の役割を担う揚水発電所がこれまでに約40か所建設されてきた。揚水発電所は、揚程が高いほど利用する水のエネルギー密度が高くとれるので、貯水池やポンプ水車が小型化し、環境に与える影響も少なく、経済的である。そのため、ポンプ水車は高揚程・大容量化の一途をたどり、現在ではすでに1970年代に始まった500 m・300 MW級の時代を脱し、700 m・400 MW級の時代に入っている。

超高揚程ポンプ水車の心臓部であるランナには、150 m/sもの高速・高圧水の翼列干渉による強大な流体加振力が作用するので、共振を回避するなど高い強度信頼性が要求される。超高揚程ポンプ水車の実現の見通しを得るため、東京電力株式会社と日立製作所は共同で、1989年から2年間にわたりランナの水中共振現象の解明と変動応力低減についての研究を行った。

詳細設計では、流れ解析や三次元CADと強度・振動解析などの最新技術を用いることにより、高効率・低水圧振幅の流体性能と、合理的な高剛性構造との協調を図った。一方、これまでよりも厳しい条件下に置かれる主軸封水装置などについては、実物大コンポーネント試験を行い、性能と耐久性を確認した。現地の有水試験では、振動・騒音などが従来の500 m機よりもむしろ少なく、優れたポンプ水車であることが実証され、現在順調な運転を続けている。

1 はじめに

今から40年前に運転を開始したわが国初のポンプ水車(四国電力株式会社大森川発電所, 12.2 MW)の揚程は130 m弱であった。その後わずか15年の1973年には世界で初めて500 mを超え(電源開発株式会社沼原発電所, 230 MW), さらに1999年12月には最高揚程778 mの超高落差ポンプ水車(東京電力株式会社葛野川発電所, 412 MW)が営業運転を開始した。この間にポンプ水車は、揚程6倍、容量30倍という成長を遂げたことになる。

ポンプ水車の最高揚程の推移を図1に示す。超高揚程・大容量ポンプ水車の実現には、地道な研究開発や問題解決の過程で得られた技術蓄積のほかに、最近のコンピュータの発展に伴う流れ解析やCADと一体となった構造解析などの進歩が基盤となっている。

ここでは、これらの開発に適用した技術について以下の4項目に分けて述べる。

(1) 流体設計技術：翼面創成，自動メッシュ生成，準三次元解析，定常・非定常乱流解析，結果の可視化ソフトウェアなどを用いた高効率化，キャビテーション性能改

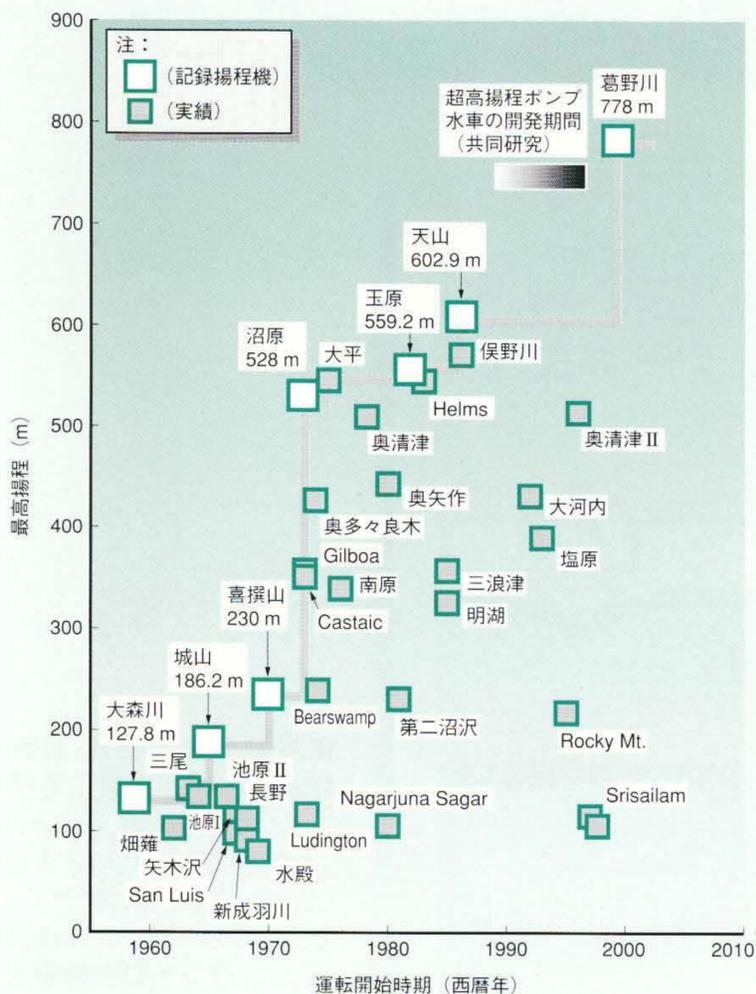


図1 最高揚程の推移
ポンプ水車の揚程は、年々高揚程化している。

善、逆流特性改善、振動低減技術

(2) 構造設計技術：三次元CAD/CAEによる強度解析、振動解析、組立シミュレーション、NC(数値制御)テープ作成などを並行して行う構造設計技術

(3) 主要コンポーネント開発：高強度信頼性のランナ、高圧・高速軸封水装置、各種パッキングなどの高信頼性主要部品の開発技術

(4) 特殊運転設計技術：調相運転時のドラフト漏気低減、運転中調相切換など特殊運転に関するもの

2 流体設計技術

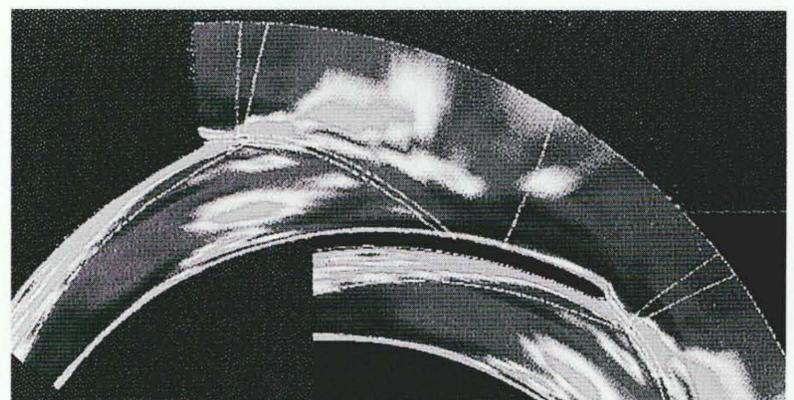
ケーシングからドラフトチューブに至るポンプ水車のすべての流体設計には流れ解析を用い、最終的性能確認のために水力模型試験を行った。最近では、机上設計の流水面形状について流れ解析を行い、性能(羽根出入口角度の良否、翼面上の負荷分布、キャビテーション気泡が発生する吸出し高さや発生位置、ランナ内の低流量逆流現象によって大きな振動が発生する揚程、水力損失の大きさと分布など)が予想できる。

以前は、模型を製作してピトー管や油膜流跡法で流動

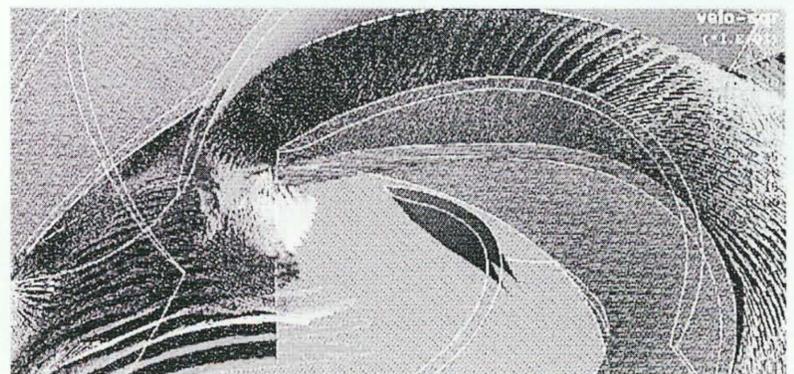
状態を観察するなど、設計の検証に多大な時間を要していたものが、今では机上で短時間で判定できるようになった。現在は、カット アンド トライの模型試験から、CFD(Computational Fluid Dynamics)中心の流体設計としている。

流体設計には、羽根角度や羽根間クリアランスの設計要求を満たし、常に平滑なランナ翼面を自在に創成する翼面創成ツールを用いた。このツールは、パソコン上で、流れ解析用の要素モデルをきわめて短時間に生成したり、模型や実物の製造に必要なNC点群を出力することもできる。翼面創成ツールからランナの流れ解析用要素モデルを実際に作り、流れ解析を行った例を図2に示す。

流体設計に使用する流れ解析には、ワークステーションによって圧力・速度分布を数分で計算する非粘性定常準三次元流れ解析やk-ε乱流モデルを用いた定常乱流解析のほかに、スーパーコンピュータで行う非定常乱流解析がある。これらのレベルの異なる解析を、流体設計の初期から詳細までの各段階で使い分けることにより、設計の効率と精度を上げた。ランナ内の損失の分布を計算した例を図2(a)に、逆流現象が発生している場合の速度分布を同図(b)にそれぞれ示す。いずれも非定常乱流解析の例であり、はく離渦が放出されたりする時間的に



(a)



(b)

図2 翼面創成ツールで作成した流れ解析格子による解析例
翼面創成ツールでランナ羽根を設計すると、羽根間流路の流れ解析用格子を生成し、損失の分布(a)、非設計点の流動状態(b)などが計算できる。

刻々と変化する現象も観察することができる。これらの流れ解析の結果は可視化ソフトウェアを用いて、設計者が判断しやすいような物理的に意味のある演算を施して表示することもできる。

フランスポンプ水車のランナは固定羽根なので、部分負荷や低落差運転点は設計点から離れ、キャビテーションが発生しやすくなったり、大きなはく離と旋回流を生じて振動騒音が増大したりする。こういった非設計点での流動状態についても流れ解析を行い、改善を図った。

超高落差になると、出力のわりに流量は少なくなるのに対して、ランナのシールから漏れる流量が増えるので、効率が低下しがちである。そのため、従来用いていた多段シールの段数(クラウン側3段、バンド側4段)を4段と5段にそれぞれ増やして、効率を向上させた。

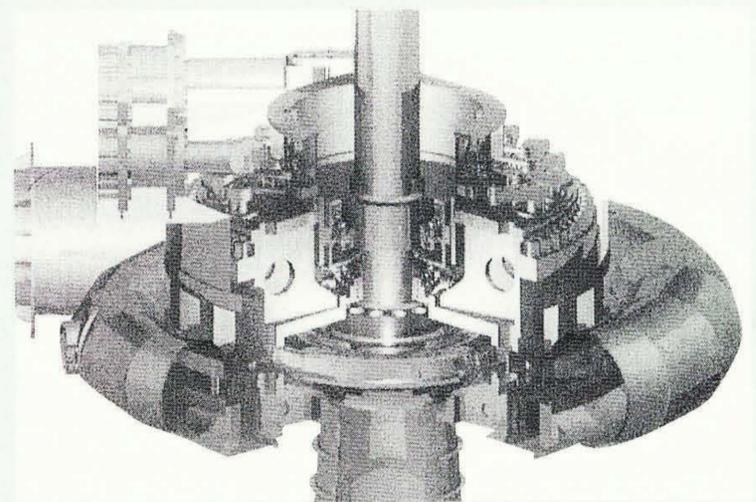
3 構造設計技術

1990年代になるとCAD/CAEが急速に普及し、さらに高度な応力・変形解析、振動解析などが比較的容易に行えるようになった。超高揚程ポンプ水車の構造設計も、これらの解析を必要とする主要部品については、三次元CADによる設計を行った。三次元設計モデルを作成することにより、即座に解析用FEM(Finite Element Method:有限要素法)による要素分割を実行し、各種の解析(ランナの固有振動数の計算、スピードリングと上カバー間のパッキング部に起動・停止でできるすきま変動の予想、ステーパーンの強度計算、分割構造上カバーのフランジ接合面の面圧と口開きの有無、主軸受部分の変形の予想、入口弁の応力と変形の解析など)を行いながら、構造や板厚などを容易に最適化することができる。ポンプ水車の組立図を図3(a)に、上カバーとスピードリングの応力・変形解析例(FEM)を同図(b)、(c)にそれぞれ示す。

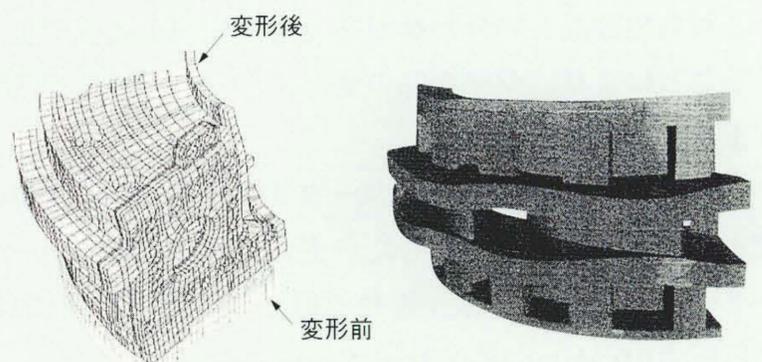
これらの部品をCADで組み立てたり、また可動部品については実際に運動シミュレーションを行うことにより、寸法や干渉の有無などの確認も行える。さらに、上カバー内にある冷却水配管、バランス管、揚水起動用の給排気管もモデル化し、据付けや補修時の作業容易性も確認しながら設計を進めることができる。

従来の500 m・300 MW級ポンプ水車と比べた超高揚程ポンプ水車の主な特徴は以下のとおりである。

(1) 超高揚程ポンプ水車のランナやケーシングの寸法は従来機とほとんど同じであるが、回転速度は従来機の429 r/minから500 r/minに増加している。設計水圧は、



(a) 三次元CAD組立図



(b) 上カバーの変形解析例

(c) スピードリングの変形解析例

図3 三次元CAD組立図と変形解析例

三次元CADで作った各部品を組み立てることにより、寸法・干渉チェックが行える。強度解析用のメッシュは自動的に作成される。

負荷遮断時の水撃による水圧上昇や揚水起動時の締切水圧を考慮して1,200 mと高圧である。可動部の固着やシール部からの漏水などを避けるために、設計水圧で生ずるポンプ水車各部の変位量を、従来機と同レベルとすることを設計の基本思想とした。そのため、多くの部品の板厚を増やし、高剛性設計としている。

(2) ステーパーンは設計水圧に耐える強度を持たせると厚くなり、点検・補修時に人がアクセスしにくくなる。そのため、枚数を従来の20枚から10枚に減らし、強度と流体性能を考慮して長く、流線形とした。

(3) ランナ羽根枚数は、実落差・実揚程試験によって変動応力が6枚よりも小さくなることが実証された7枚を採用した。また、人のアクセス容易性をランナの実物大部分模型によって確認した。

(4) 上カバーと下カバーの案内羽根部のプロテクトライナは、高圧水がすきまに侵入してはく離することのないように、不銹(しゅう)鋼圧延厚板を溶接する新構造とした。

(5) 上カバー内は、剛性を確保するための厚板リブが多数あって狭いので、主軸受油槽は外部冷却の強制潤滑方

式を採用して小型化し、主軸封水装置などへのアクセス性を向上させた。また、上カバー内を通る各種配管類でも、上カバーの振動によって配管が破損しないように配慮した。支持構造はブロックサポートとし、支持位置と支持間隔も、配管の口径と肉厚を考慮して最適化した。

(6) 案内羽根操作機構には、異物をかみ込むなどして保護用弱点ピンが切損した場合の案内羽根揺動を防止するために、摩擦締結装置を組み込んだ。

(7) 下カバーやスピードリングなど埋設品の据付け時には、溶接やコンクリート打設によって変形が生じ、これが上カバー封水不良の原因となる。そのため、上カバーとこれら埋設品との合わせ面を現地機械加工装置で加工することにより、シール部の変形によって生ずる初期すきまを十分に取除いた。

入口弁は口径2,100 mmのロータリ弁であり、非常時の流水遮断が可能な設計とした。主弁を開ける前のケーシング充水は、従来どおり側弁で行う。主弁の開閉には、常用圧力6.9 MPaの油圧サーボモータ1個を用いた。二分割構造の弁胴、および弁軸と一体の弁体は、鋳鋼製である。主弁の弁軸受は、固体潤滑の無給油軸受とした。また、上流と下流に水圧で動作する可動シールリングを設け、下流シールを常用とし、下流シールの不具合時には上流シールが常用として使えるようにした。

4 コンポーネント試験

従来の実績を超えた高速・高圧条件下で用いる主要部品については、実物大あるいは縮小模型試験を行い、性能や強度信頼性、耐久性などを確認した。

4.1 実落差・実揚程模型試験

超高揚程になると、ランナ羽根と案内羽根との間の翼列干渉で生じる変動圧力がランナの水中固有振動数と共振し、強度信頼性が損なわれる可能性がある。変動圧力は、ランナ羽根と案内羽根の枚数の組合せで決まる特定の加振モードを形成する。この加振モードや周波数が、ランナの固有振動モードや水中固有振動数と一致すると共振を起こし、大きな変動応力が発生する。

ランナの累積被害は、定常運転状態の繰返し応力によるものが最も大きい。そのため、定格回転数での加振周波数とランナの水中固有振動数を離し、ランナ変動応力を低減する必要がある。しかし、ランナの水中での振動は水の付加質量の影響を受けることから複雑なので、実落差・実揚程模型で試験を行った(図4参照)。

この模型試験は、翼列干渉、加振力、周波数といった

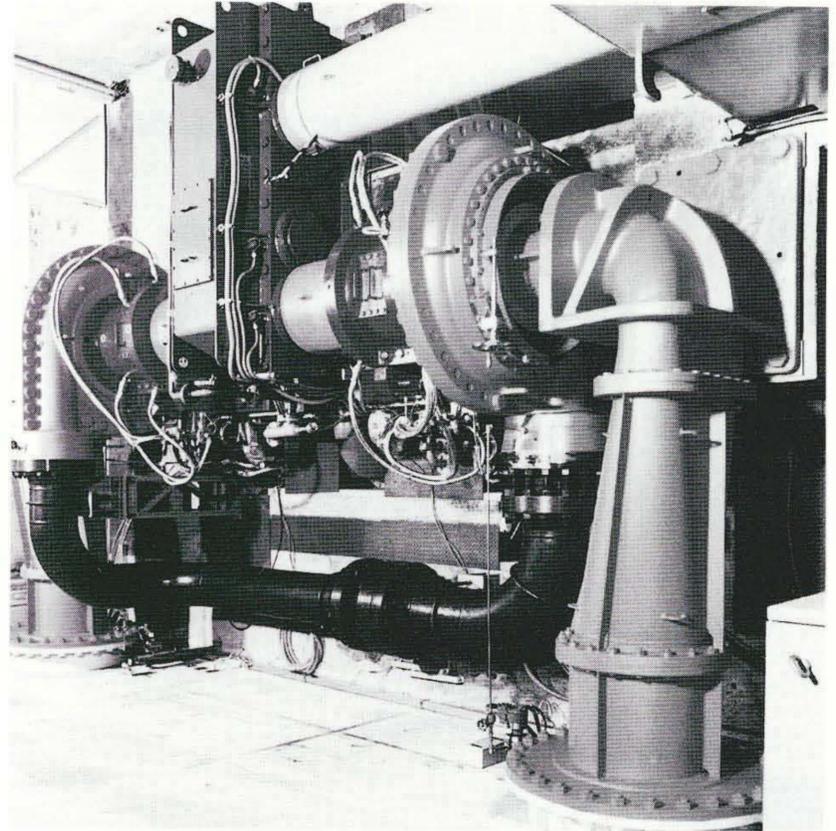


図4 実落差・実揚程模型試験装置

ランナに発生する実働応力が測定でき、離調率の確認や疲労強度の評価を行う。

流体力学的な相似条件と、水中で振動する物体の付加質量や水中共振といった振動学的な相似条件を同時に満たすことができる。この試験に供した模型ランナは実物と同じ材質で製作し、実物と流水面、非流水面ともまったく相似なことから、模型縮尺比に比例した水中固有振動数を持つ。

試験回転速度を定格回転数相当(実物回転数の模型縮尺比倍)に上げると、試験の落差と揚程がそれぞれ実落差と実揚程になる。この状態でランナの変動応力を測定し、回転速度を変化させてランナの水中固有振動数を測定した。ランナの水中固有振動数は、空中の約0.5倍まで低下することがわかった。

測定した変動応力分布は、解析とよく一致している。ランナの共振は、水力性能に影響する流水面を避け、クラウンとバンドの剛性や、ランナ背圧室のすきまを変えるだけで避けられることがわかった。起動停止や負荷遮断での変動応力と繰返し数も含めて総合的な疲労強度評価を行い、ランナの許容欠陥寸法を定めた。

また、実物ランナの製作にあたっては、クラウンの背面を機械加工するなど、厚さ(剛性)の管理を厳しくして、離調率(共振回転数の定格回転数に対する離れ率)が確実に確保できるようにした。

4.2 主軸封水装置

超高揚程化に伴って封水圧としゅう動速度が増加し、

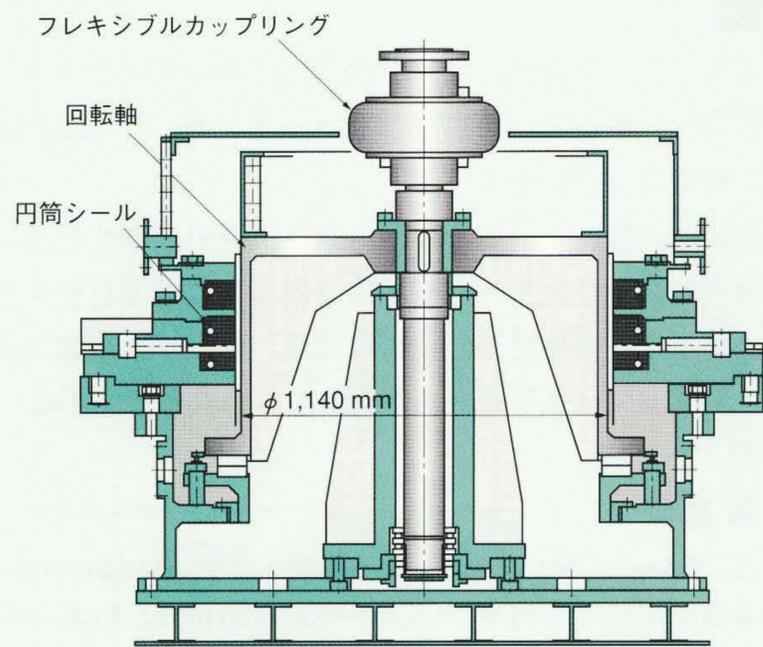


図5 封水装置の実物大模型の構造

実物大模型で実際のしゅう動条件を模擬し、封水性能と耐久性を確認した。

主軸封水装置の使用条件は過酷になる。実物大試験装置を用いて、封水性能と過酷な運転条件下での信頼性と耐久性を確認した。基本的な構造は従来と同じだが、シール高さを大きくして、2段のカーボンシールと1段の樹脂シールとした。たとえカーボン1段が故障して封水機能を喪失しても、残りの1段だけによる封水でシールの限界面圧を超えない設計とすることにより、信頼性を向上させた。実物大主軸封水装置の模型の構造を図5に示す。

負荷遮断など大きな軸振動がある状態であっても、シールリングが追従して封水性能を保持し、土砂が混入しても十分な耐摩耗性があることを確認した。また、揚水起動や調相運転のときには、ランナ室とドラフトパイプの水が圧縮空気押し下げられるので、主軸封水装置の周りが空気だけとなる。供給していた冷却水が断たれた場合でも、冷却水配管内に水が残存していればシールは正常に保たれることも確認した。

4.3 案内羽根軸の封水

案内羽根軸封水部には締切水圧や負荷遮断時の水撃圧が直接作用し、しかも、出力を変えるたびにしゅう動する。案内羽根下部軸には操作機構が付かないので、下部軸受の底を閉じれば案内羽根下部軸の軸封水は省略できる。しかし、強大な押し上げ力に耐えてしゅう動する上カバー側の支持台が必要となる。このため、下部軸側も大気開放とし、上部軸側と同じ封水パッキングを設けることにした。

封水パッキングには、英文字“D”に似た断面形状を持つ合成ゴム製のパッキングを用いた。パッキングのサイズ、ゴム材質の種類と硬さ、段数などを変え、実際の軸の回転往復しゅう動を実物大模型で模擬して耐久試験を行った。これにより、最も長時間漏水がなく、パッキング損傷の少ないものを選び、実物に採用した。

4.4 上カバーの封水

上カバーとスピードリングとの間の封水部にも、上記と同じ水圧が直接作用し、しかも、起動・停止時の水圧変化によってすきまが変化する。すきまが大きすぎると丸ゴムが水圧によって溝から押し出され、その状態で水圧が下がると、丸ゴムは挟まれて損傷する。これを起動・停止で繰り返せば、短期間で漏水するようになる。

このような実際の封水部のすきまの変動と、水圧の変化を模擬する試験装置を用いて耐久試験を行った。丸ゴムの充てん率や材質、溝形状などを変えて漏水の有無、丸ゴムの損傷状況などを調べ、最適なものを選択した。また、許容される最大すきまも定め、変形解析で求めた起動・停止で生ずるすきまの変化から、許容される据付け初期すきまを算定した。その結果、下カバーとスピードリングの据付け変形を、現地の機械加工機で十分に除去することにした。

4.5 調相漏気試験

超高揚程ポンプ水車の吸出し高さは100 mを超え、調相運転時のドラフトパイプの押し下げ空気の密度は大気の10倍以上になる。押し下げ空気中で回転するランナは押し下げ水の表面から水を巻き上げ、押し下げ水に強い旋回流を引き起こす。水中に混入した気泡は、ドラフトパイプ外周部にできる下降する二次流れに乗ってドラフトベンド部を経て放水路に逃げ、それが押し下げ空気の漏気となる。コンプレッサ容量以上の漏気があると、調相運転を長時間継続することができなくなる。これが調相漏気現象である。

さまざまなドラフトチューブ形状に対して、水中での気泡の動きを気液二相流れ解析で計算し、漏気量の相対評価を行った。また、実際の吸出し高さ相当の空気圧でランナを回転させ、調相漏気模型試験を行った。これにより、漏気の少ないドラフトチューブの形状を見出し、実物の漏気量を予測した。

5 現地試験結果

現地据付け調整後に有水試験を行った結果、揚程・容量ともに実績よりも大きい機械であるにもかかわらず、

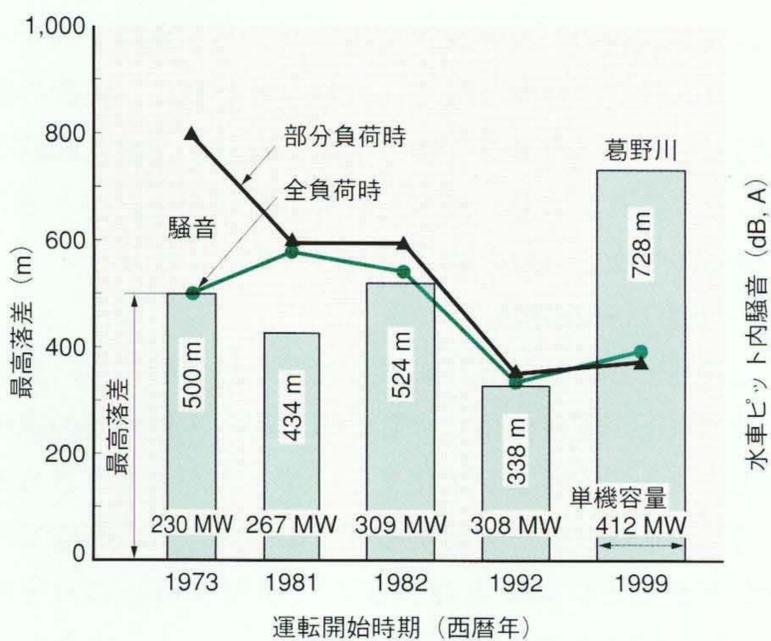


図6 振動・騒音レベルの推移

東京電力株式会社葛野川発電所のポンプ水車は容量・揚程ともに従来機よりも大きいですが、振動騒音は小さい。

振動・騒音のレベルは従来機よりも小さかった(図6参照)。これは、最新の技術を適用して、適切な流体設計と構造設計を行った成果であると考えられる。

水車出力や揚水入力などポンプ水車の基本性能は、模型試験から予想した値とよく一致した。負荷遮断や入力遮断などで得られた過渡特性(回転速度変化、鉄管とドラフトパイプの水圧変化)も水撃計算の結果とよく一致した。

実落差・実揚程模型試験で得られたランナの共振点が428 r/min(離調率-14.3%)であるのに対して、実物の上カバーの振動加速度にランナ共振のピークが見られた回転速度は419 r/min(離調率-16.2%)とよく一致した。

主軸封水装置の漏水も少なく、ガイドベーンと上カバー封水性能も良好であった。ドラフトパイプ内の押し下げ水面の上昇時間から測定した調相漏気量は、主軸封水装置からの漏気量程度しかなく、ドラフトチューブからの漏気はほとんどなかったと考える。空転入力も予想より小さいので、長時間の調相運転が可能である。

上カバー内の配管の振動も小さいことから、配管の支持構造と支持位置が適切であったと考える。

6 おわりに

ここでは、超高揚程ポンプ水車の開発の根幹となった流体設計、構造設計、主要コンポーネント、特殊運転技術の概略について述べた。

今後は、性能のいっそうの向上、構造の合理化、各コンポーネントの改善、点検・補修容易化などを旨とするとともに、この開発で得た技術成果を、ポンプ水車にとどまらず、専用水車の領域にも適用していく考えである。

参考文献

- 1) N. Yamaguchi: Strength Reliability of Runner for 700-800 m Class Single Stage Pump Turbine, Proc.16th IAHR Symposium, 19, São Paulo(1992)
- 2) 藤木, 外: 落差700 m・容量400 MW級超高落差ポンプ水車ランナ, 日立評論, 73, 11, 1083~1088(平3-11)
- 3) 吉田, 外: 落差600~700 m・容量400 MW級のポンプ水車, 日立評論, 76, 10, 739~742(平6-10)
- 4) 原野, 外: 最近のハイドロタービン開発ツール, ターボ機械, 21-8, 28(1993)
- 5) 矢敷, 外: ターボ機械用3次元翼間格子生成手法の開発, ターボ機械第41回講演会8, 札幌(1998)
- 6) K. Niikura, et al.: Two Phase Flow Analysis and Model Test Results on Air Leakage in Condenser Operation of Pump Turbine, Proc. ISFMFE, 464, Beijing(1996)

執筆者紹介



池田孝蔵

1966年東京電力株式会社入社, 建設部 電気技術グループ マネージャ
現在, 水力発電所建設の計画・設計, 保守技術開発に従事



稲垣守人

1983年東京電力株式会社入社, 建設部 水力電気グループ マネージャ
現在, 新規水力発電所建設の計画・設計に従事



新倉和夫

1976年日立製作所入社, 電力・電機グループ 火力・水力事業部 生産本部 タービン設計部 所属
現在, 水車とポンプ水車の開発・設計に従事
E-mail: kazuo_niikura@pis.hitachi.co.jp



大嶋勝宏

1979年日立製作所入社, 電力・電機グループ 火力・水力事業部 生産本部 タービン設計部 所属
現在, 水車とポンプ水車の構造, 機器設計に従事
E-mail: katsuhiro_ooshima@pis.hitachi.co.jp