

水車の高効率化

Improvement of Hydraulic Turbine Efficiency

上田庸夫 * Tsuneo Ueda

I. まえがき

最近のエネルギーコストの急激な高騰により従来にも増して発電機器の高効率化の要求が強まり、効率1%は発電機器の価格の1/3~1/2にも評価されるようになった。

そのため、水力発電の分野においても絶えざる機器の高効率化の努力が続けられているが、水力発電機器の場合、水車の損失は通常発電機の損失の3倍以上あるため、特に水車効率の向上が強く要望されている。

発電機の場合、その損失は銅損、鉄損、漂遊負荷損及び機械損に明確に分離され、それぞれの損失の低減技術はほぼ確立されているのに対し、水車の場合は流路内の流れの正確な把握が困難であるため、各要素の損失の分離も不十分であり、効率改善の手法も主として模型試験に基づいた経験の集積によるものであった。

しかるに、最近の大形計算機を利用した流れの数値解析技術の長足の進歩、実験技術の進歩などにより、各要素の損失の把握及びその低減技術が確立されつつあり、今後の効率向上が期待されている。

水車及びポンプ水車の場合、その「高効率化」は「水力エネルギーの有効利用」と広義に解釈され、その手法は次のように分類できる。

- (1) 在来機種（ペルトン、フランシス、カプランなど）などの高効率化（主として最高効率の向上）
- (2) 非設計点（軽負荷運転、低落差運転）などにおける効率の向上、運転可能範囲の拡大による水力エネルギーの有効利用
- (3) 新機種開発（バルブ水車など）による高効率化
- (4) 経済的な小容量水車、発電機の開発、超低落差用水車、発電機の開発による未利用水力エネルギーの利用
- (5) 高落差機の高速度化（高比速度化）による効率向上（特に高落差ポンプ水車）
- (6) 大容量化による効率の向上
- (7) 機種の信頼性向上による利用率の向上

本稿では誌面の関係でテーマを(1)~(4)に絞り、水車及びポンプ水車の高効率化技術の現状と今後の課題について述べる。

II. 模型試験

水車及びポンプ水車の内部流れは複雑であるため、経験的な設計法と実機と相似なモデルによる模型試験の積み重ねが効率向上に大いに貢献してきた。

大形計算機を利用した内部流れの数値解析、性能予測技術が進歩した現在でも、模型試験は効率向上、特に非設計点の効率向上の重要な手段であることに変わりはない。

元来、水車は高効率な原動機であり、1930年ころには既に90%の効率達成されていたと推定されるが、現在では水車の効率は最高95%に達するので、平均すれば過去の効率の向上は0.1%/年のオーダで徐々ではあるが着実に進んできたことになる。

このような改善の余地の少ない機械のわずかな効率改善を確認するためには、模型試験装置の効率測定精度自体が0.1%のオーダである必要がある。そのため、

- (1) 落差、流量、出力などの測定装置の測定精度の向上
- (2) 試験条件の安定化
- (3) 計算機の導入による測定の自動化、データの統計処理
- (4) NC加工の導入によるモデルの製作精度の向上などの対策がとられてきた。

また実機の大形化、高落差化により、模型から実機への性能換算の誤差をできるだけ少なくするため、模型は大形化し試験落差も高くなり、試験レイノルズ数 $Re = \frac{D\sqrt{2gH}}{\nu}$ は 1×10^7 以上が一般的になってきた（D：ランナ出口径、H 有効落差、 ν ：水の動粘性係数）。

従来、模型試験は主としてオーバールの効率が所期の値に達したか否かの検証、又は部分的な設計改善の効果の確認のため、すなわちトライアンドカットの道具として利用されてきた。しかし現在は数値解析による性能予測の精度向上のための流路内の流れの測定と各要素の損失把握のために利用されており、次のような特殊な測定技術が導入されている。

- (1) ガイドベーンまわりの流速分布、圧力分布、損失及びランナ入口水頭の測定
- (2) 三次元変動流測定用ピトー管によるランナ出口の流速分布、圧力分布及び吸出し管損失の測定
- (3) 回転羽根車翼面上の圧力及び流速分布の測定

* 川崎工場

(4) タフト法, 油膜法, 高速度カメラなど流れの可視化手法による内部流れの測定

III. 内部流れの数値解析と性能予測

水車及びポンプ水車の性能を更に向上させるためには、水車及びポンプ水車を構成する要素（スパイラルケーシング、ステーベーン、ガイドベーン、ランナ、吸出し管など）の内部流れを正しく把握し、各要素の損失を正確に求め、設計段階で正しく性能の予測をすることが必要であるが、最近の大形計算機を利用した流れの数値解析結果を実験による流れの測定及び損失の測定と組み合わせることにより、水車及びポンプ水車の性能予測が可能^{(1)~(3)}となってきた。

水車及びポンプ水車の水車運転時の内部流れの数値解析と性能予測は概略次の方法で行われる。

1) ランナヘッド

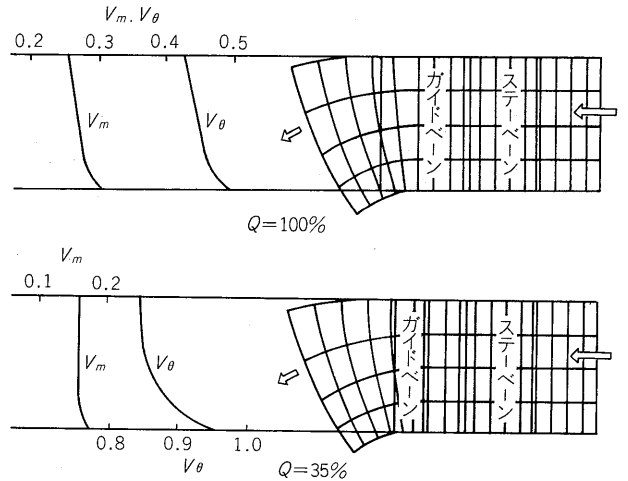
水車及びポンプ水車の水車特性を予測するには、まずランナ入口のオイラヘッド H_{r1} 及びランナ出口のオイラヘッド H_{r2} の差（以下ランナヘッド H_r という）を正確に求める必要がある。（記号に関しては第1図参照）。

$$H_r = H_{r1} - H_{r2}$$

$$= \frac{1}{Qr} \int_c^b U_{r1} V_{\theta r1} dQr - \frac{1}{Qr} \int_c^b U_{r2} V_{\theta r2} dQr$$

まず H_{r1} を正確に求めるには、ステーベーン及びガイドベーンからなる二重円形翼列を通る流れを後述のランナ内の流れと同様に子午面流れと翼間流れの二つの二次元流れの組合せとして準三次元的に解析するのが実用的である。この場合、子午面流れ解析には流線曲率法を、翼間流れには厚翼であるため翼中心線上に渦と吹出し、⁽⁴⁾ 吸込みを分布させる特異点法を用いる。⁽⁵⁾

もちろん実際の流れは境界層及び二次流れの影響により、ポテンシャルフローとして求めた計算値と異なるため、補正を必要とする。この補正方法に関しては種々の



第2図 フランシス水車のガイドベーン出口の流れ
Fig. 2. Flow at guide vane outlet of Francis turbine

^{(6)~(10)} 優れた研究があるのでこれらの研究結果を参照し、過去に行われた模型試験結果のデータと計算結果の比較の集積から計算値と実験値の差を求め計算結果を補正することにより、正しいランナ入口のオイラヘッドを求めることができる。

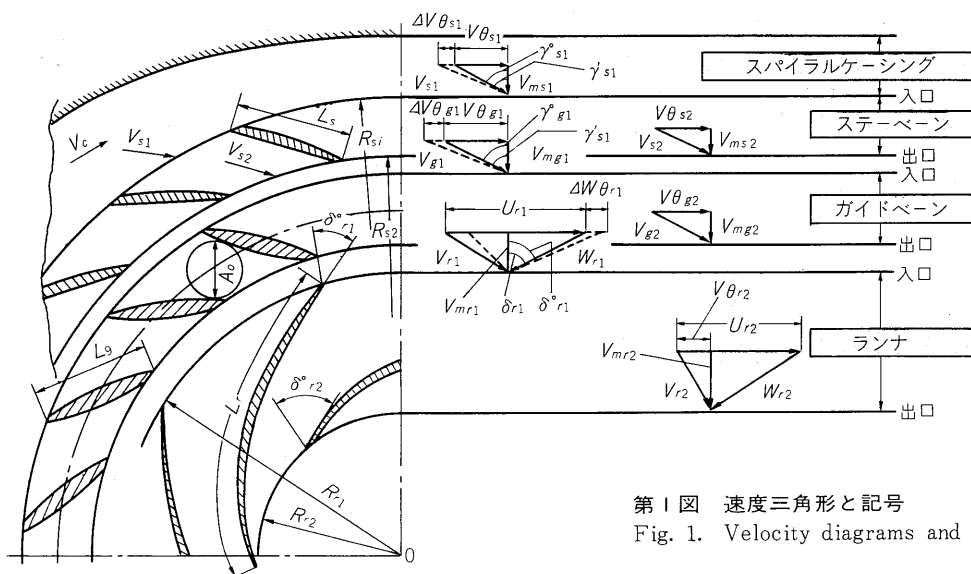
第2図はフランシス水車のガイドベーン出口の流れの計算結果を示す。この図からランナ入口のオイラヘッドを正しく求めるには、ガイドベーンまわりの流れを三次元的に解析する必要があることがわかる。

次に H_{r2} を求めるにはガイドベーンと同様にランナ内の流れを準三次元的に数値解析を行い、得られたランナ出口流れを境界層及び二次流れを考慮して補正する必要がある。

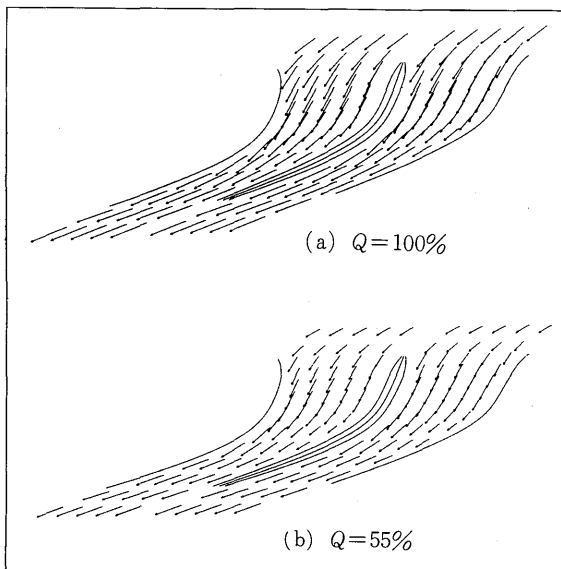
第3図はランナ内部流れを、第4図はランナ出口流れの計算結果を示す。

2) 各要素の損失

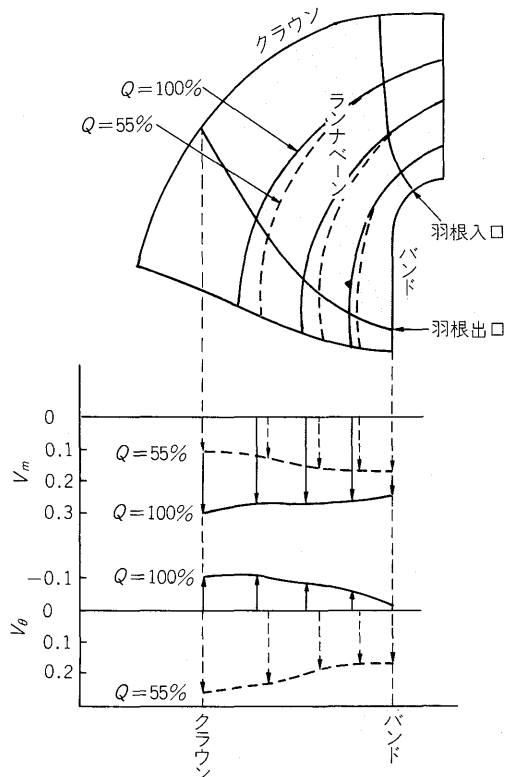
水車及びポンプ水車の水車流れの損失の分類法には種類の考え方があるが、一例として下記のもの^{(1)~(3)}が挙げられる。



第1図 速度三角形と記号
Fig. 1. Velocity diagrams and symbols

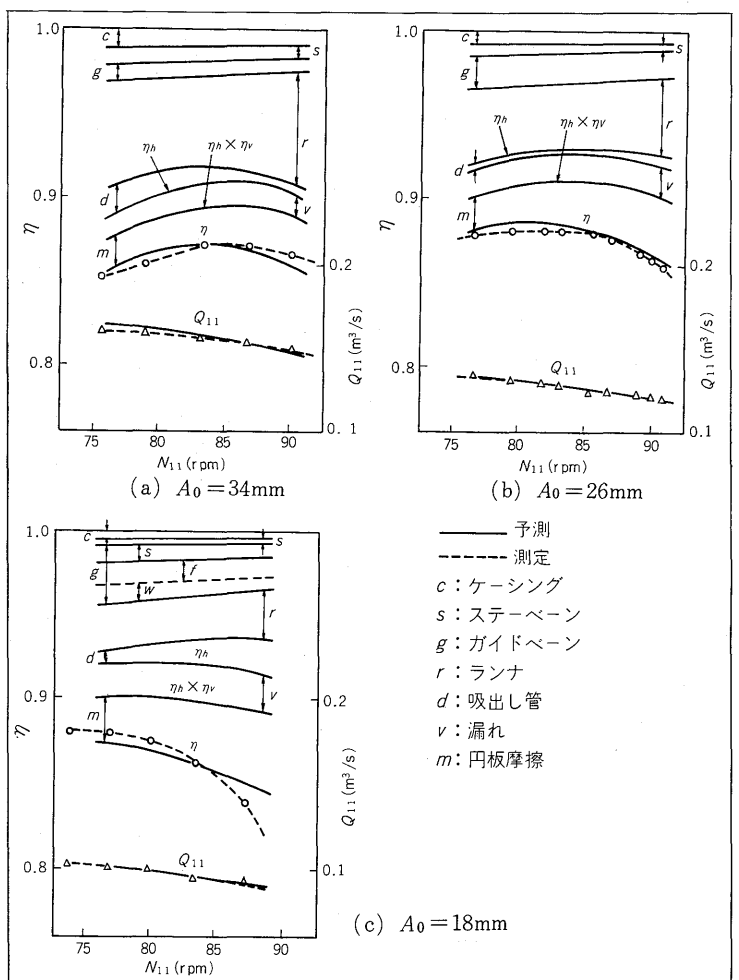


第3図 フランシス水車のランナ内の流れ
Fig. 3. Flow in runner of Francis turbine



第4図 フランシス水車のランナ出口の流れ
Fig. 4. Flow at runner outlet of Francis turbine

- (1) スパイラルケーシング内での摩擦損失及び曲り損失： ΔH_c
- (2) ステーパーンの入口衝突損失，翼面及び壁面の摩擦損失，ウェークの混合損失： ΔH_s
- (3) ガイドベーンの入口衝突損失，翼面及び壁面の摩擦損失，二次流れによる損失，ウェークの混合損失： ΔH_g
- (4) ランナベーンの入口衝突損失，翼面，クラウン及びバンド内面の摩擦損失，二次流れによる損失，ウェークの混合損失： ΔH_r



第5図 ポンプ水車の水車運転時の予測性能と実測性能
Fig. 5. Predicted and measured turbine performance of pump turbine

- (5) 吸出し管の旋回流による損失，ディフューザ損失，曲り損失： ΔH_d

ここでステーパーン，ガイドベーン及びランナベーン損失計算には，数値解析の結果得られた翼面上及び壁面上の圧力分布，速度分布から求めた境界層を考慮する必要がある。^{(1), (2)}

3) 水車効率

水車及びポンプ水車の有効落差は次式で与えられる。

$$H = H_r + (\Delta H_c + \Delta H_s + \Delta H_g + \Delta H_r + \Delta H_d)$$

したがって，

$$\eta_h = 1 - (\Delta \eta_c + \Delta \eta_s + \Delta \eta_g + \Delta \eta_r + \Delta \eta_d)$$

ここで， $\eta_h = H_r/H$ ：水力効率，

$$\Delta \eta = \Delta H/H$$

したがって水車の効率は下記のように定義される。

$$\begin{aligned} \eta &= (\rho \cdot g \cdot H_r \cdot Q_r - \Delta P) / \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \\ &= H_r/H - (H_r/H) \cdot (\Delta Q_c + \Delta Q_b) / Q - \Delta P / \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \\ &= \eta_h - \Delta \eta_v - \Delta \eta_m \end{aligned}$$

ここで Q_r はランナを通る流量， ΔP はランナ外壁の摩擦損失， ΔQ_c ， ΔQ_b はランナクラウン側シール及びバンド側シールからの漏れ， Q は水車又はポンプ水車の流量， $\Delta \eta_v$ は漏れ損失， $\Delta \eta_m$ は機械損失。

3種類のガイドベーン開度に対して計算したポンプ水車の

水車運転時の効率と流量を実測値と比較して第5図に示す。
この図から、各要素の損失が運転状態によってどのように変化するかがわかる。

ポンプ水車のポンプ運転時の性能予測については、水車運転と同様な手法で行われるので説明を省略する⁽²⁾。

IV. 流れの数値解析手法と性能向上

大形計算機による流れの数値解析技術の進歩及び実験技術の進歩により、水車及びポンプの性能、すなわち効率特性、流量特性、ランナ入口及び出口のキャビテーション特性、流れのはく離、吸出し管サージング、振動発生などの予測が設計段階でも可能になってきたため、今後これらの技術の利用による性能向上が期待される。

1. 数値実験による設計の最適化

従来、水車及びポンプ水車の性能向上、最適設計化は主として模型試験によるトライアンドカット方式によっており、多大の開発費と開発時間を必要としてきた。

このような模型試験の繰返しをなくすることが設計者の長い間の悲願であった。

この悲願を達成しつつあるのが計算機による性能の予測技術である。

すなわち、計算機を利用した設計→流れの解析→性能予測のプロセスは部分的にせよ模型試験に代わりうるという意味から、数値実験と称することができる。

設計段階において多くの設計パラメータ（ランナの入口径、出口径、入口高さ、ランナペーンの負荷分布など）

を系統的に変え、数値実験を行うことにより性能の向上、設計の最適化を行うことができる。

もちろん数値実験による最適設計が決定したあと、模型試験により、現在の技術では予測が不可能な設計点から遠く離れた運転領域の性能を確認する必要がある。

数値実験による最適化手法を、従来の模型試験による最適化手法と比較して第6図に示す。

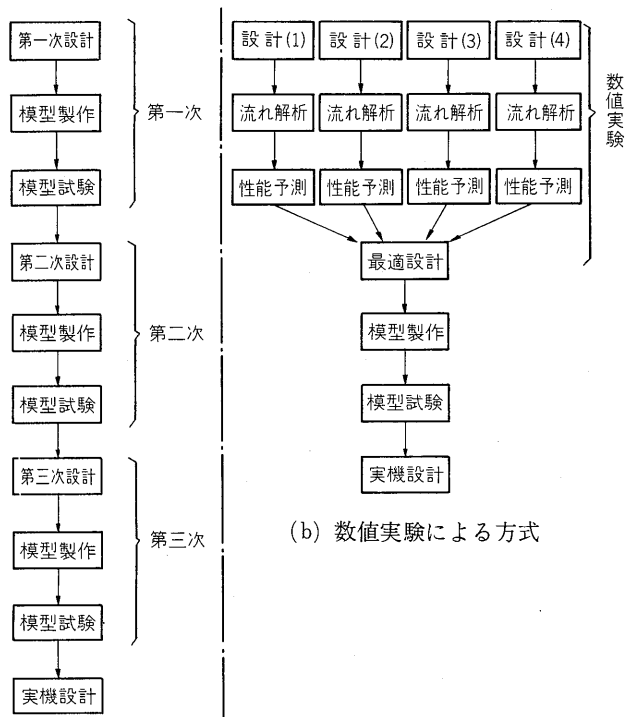
2. 非設計点の性能向上

従来、水車及びポンプ水車は設計点の効率すなわち最高効率を向上させることに重点がおかれていたが、最近では水力発電の特質から水車及びポンプ水車の性能に対する要求が多様化してきた。

- (1) 据付台数の多い大容量発電所においては、最高効率が重視される。
- (2) 据付台数が1台の流込み式発電所及びAFC運転を行う発電所では特に軽負荷運転が多いため、軽負荷の効率も重視される。
- (3) 利用水深の大きな洪水調整用の貯水池をもつ発電所の場合は、低落差運転時の効率も重要視される。
- (4) 揚水発電所の場合は、ポンプ水車の水車特性とポンプ特性のバランス及び総合効率が重視される。

これらの要求にこたえるには、非設計点における流れの数値解析、性能予測技術が大きな効果を発揮する。

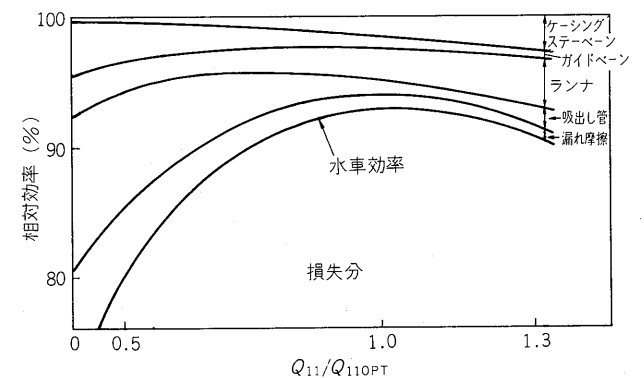
例えば、フランス水車の軽負荷時は第7図からわかるようにガイドベーンの二次流れによる損失、ランナの損失及び吸出し管の旋回流による損失が増大するため、軽負荷による効率を向上させるためにはこれらの損失を減少させる対策が重要となる。



(b) 数値実験による方式

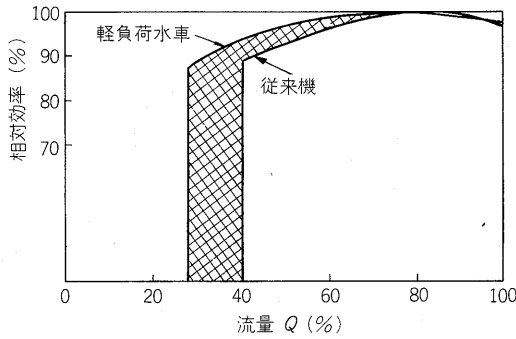
(a) 模型試験による方式

第6図 数値実験によるポンプ水車の開発
Fig. 6. Development of pump-turbine by numerical experiment method



第7図 フランス水車の損失分布
Fig. 7. Loss distribution of Francis turbine

特にランナに関しては全負荷、最高効率点、部分負荷など運転状態によりランナ入口及びランナ内部の流れが変わり、損失が発生する位置とその原因が推定できるようになったため、ランナプロフィール及びランナペーンの設計に対策を講ずることにより、全負荷における効率を犠牲にすることなく軽負荷時の効率を向上させることが可能となった。



第 8 図 フランシス水車の軽負荷特性の改善例
Fig. 8. Improvement of partial load performance of Francis turbine

第 8 図はこのような手法で軽負荷特性を改善した水車の性能を従来設計の水車性能と比較したものである。

従来、フランシス水車は出力 40% 以下では効率が急激に低下し、また流路渦によるキャビテーションが発生するため、通常出力 40% 以上に運転範囲が制限されていたが、新しく開発された水車によれば出力 25% までは効率の低下も少なく、有害なキャビテーションも発生しないことが確認されている。

V. 新形水車の開発

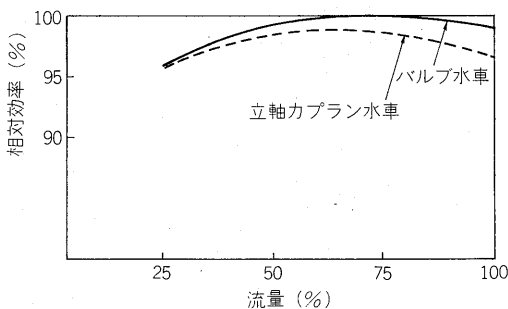
フランシス水車、ペルトン水車など基本的な形状を保ちながら部分的な改善による効率向上を図る努力が続けられている一方、新形式の水車を開発することにより大幅な効率の改善、従来、経済的な理由で利用されていなかった水力エネルギーの利用が行われるようになった。

前者の例が最近の大容量バルブ水車の発展であり、後者の例は S 字形チューブラ水車の開発である。

1. バルブ水車の開発

立軸カプラン水車は流路に多くの曲り損失があるため、効率向上にはおのずから限界があり、特に落差 20m 以下の高比速度カプラン水車においては単位落差当たりの流速が高くなるため、この傾向が強かった。

この限界を打ち破るためチューブラ水車が開発されたが、最近のバルブ形水車発電機の長足の進歩により発電機の小形化が達成され、流路形状はほぼ理想に近い直線



第 9 図 バルブ水車の効率比較
Fig. 9. Comparison of bulb turbine efficiency

形状となり、効率は立軸カプラン水車を大幅に凌駕するようになった。⁽¹³⁾

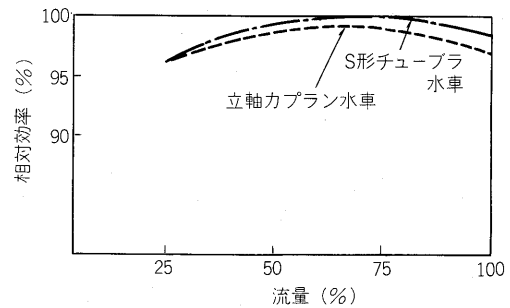
第 9 図はバルブ水車の効率を立軸カプラン水車と比較して示す。特に大流時のバルブ水車の効率が優れていることがわかる。

バルブ水車の場合、小形高速化するため、ガイドベーン及びランナベーンまわりの流速は可能な限り高くとる必要があるため、この部分の流れの高精度の解析が不可欠である。

2. S 形チューブラ水車

S 形チューブラ水車は発電機を流路の外に出し、コストの低減と保守点検の容易さを図ったものであり、効率はバルブ水車よりは若干劣るが、立軸カプラン水車よりも優れており、今後落差 20m 以下の小容量水力地点に利用されると考えられる。

第 10 図は S 形チューブラ水車と立軸カプラン水車の効率の比較を、また第 11 図は機器の配置図を示す。



第 10 図 S 形チューブラ水車の効率比較
Fig. 10. Comparison of S type tubular turbine efficiency

VI. 各要素の損失低減

1. ランナ

従来、水車及びポンプ水車の効率改善の重点はランナの設計におかれたが、ランナ入口及びランナ内部の流れの解析精度が向上したため、ランナの損失は低減されてきた。ランナだけの改善による設計点の効率改善の余地は少なくなりつつあるが、非設計点については今後も効率改善の余地は大きいと推定される。

2. スパイラルケーシング及びステーリング

特に高比速度水車のケーシング及びステーリングの損失は大きい。⁽¹⁴⁾ そのためスパイラルケーシング内部の流れの研究、流れの改善のためのケーシング入口部の形状研究などが行われている。

富士電機では従来のベルマウス形ステーリングの代わりに損失の少ない平行形ステーリングにいち早く着目し、昭和 40 年ころから採用してきたが、最近では各社ともこの方式を採用するようになった。

シス水車を採用した例もある。⁽¹³⁾

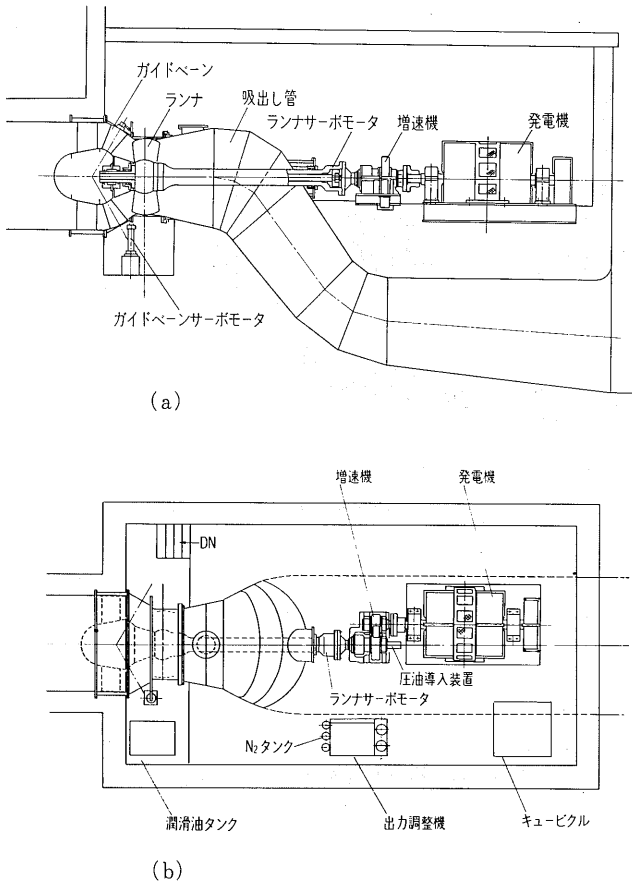
VII. あとがき

水車メーカーの水力設計者にとって水車、特にランナの設計は Science でなくて Art であるといわれてきたが、最近の流れの解析技術の進歩により Science の要素も多くなってきた。新しい解析技術の概要とその適用による効率向上の実例について述べた。

流れの数値解析及び性能予測技術の開発については、それぞれ研究者の御指導をいただき、計算機による最適設計手法の開発については関西電力(株)の関係各位の御指導をいただき、また軽負荷フランス水車の開発は通商産業省の助成研究であり、電源開発(株)、(財)新エネルギー財団の関係各位の御指導をいただいた。ここに厚くお礼を申し上げたい。

参考文献

- (1) 久保田喬ほか：コンピュータによる水車およびポンプ水車の性能予測、ターボ機械, 6, 4, p.16 (1978)
- (2) T. Ida & T. Kubota: Performance Prediction of Pump-Turbine in Pumping Mode, ASME Symposium "Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors" New Orleans (Mar. 1980)
- (3) T. Ueda et al.: Performance Prediction of Pump-Turbine in Generating Mode, IAHR Symposium, Tokyo, p. 703 (1980)
- (4) T. Katsanis: Use of Arbitrary Quasi Orthogonals for Calculating Flow Distribution in the Meridional Plane of a Turbo Machine, NASA TN D-2546 (1964)
- (5) 妹尾泰利・中瀬敬之：ターボ機械の羽根車内の流れ(第1報, 翼間理論), 機械学会論文集, 37, 302, p.1927~1934 (1971)
- (6) 赤池志郎・豊倉富太郎：円形翼列に関する研究(第1報, ポンプ水車用案内羽根翼列の性能), 機械学会論文集, 40, 335, pp.1929~1937 (1974)
- (7) 赤池志郎：円形翼列に関する研究(第2報, 理論解析), 機械学会論文集, 40, 336, pp.2171~2180 (1974)
- (8) 豊倉富太郎ほか：ポンプ水車の案内羽根とステータ羽根の水車流れに関する研究(第1報, ポテンシャル流による検討), 機械学会論文集, 47, 416, pp.642~648 (1981)
- (9) 赤池志郎ほか：ポンプ水車の案内羽根とステータ羽根の水車流れに関する研究(第2報, 実験的検討), 機械学会論文集, 47, 416, pp.649~656 (1981)
- (10) T. Toyokura et al.: Study on Turbine Flow Through Guide Vanes and Stay Vanes for a Reversible Pump-Turbine, IAHR Symposium, Tokyo, p. 353 (1980)
- (11) H. Fachback: Flow Investigation in a Francis Turbine, Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, p. 525 (Dec. 1971)
- (12) N. Furtner & J. Raabe: The Dynamic Measurement of the Unsteady Flow Near and Within the Boundary



第 11 図 S 形チューブラ水車の機器配置図
Fig. 11. Layout of S type tubular turbine

しかし平行形ステーリングの場合も、入口部の形状によっては損失に差があるので注意を要する。

3. ガイドベーン

ステーベーン及びガイドベーンから構成される二重円形翼列の損失は水車軽負荷、特に強度上翼厚が厚くなる高落差ポンプ水車の軽負荷において大きくなるため、ガイドベーンの翼形及び角度の最適化、ステーベーンとガイドベーンの円周位置の最適化が研究されている。⁽¹⁰⁾

4. 吸出し管

エルボ形吸出し管の損失の大部分は、上部吸出し管と曲管部で発生する。そのため上部吸出し管は円すいデューザの最適角(8~10°)を採用し、円すい部を長くし、曲管入口流速を下げることで効率の点から望ましいが、掘削費が増大する。また吸出し管サージンを弱くするためには、上部吸出し管の円すい角が大きい方が望ましいが、旋回流がある場合には円すい角約15°までは効率が低下しないという研究がある。⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾

効率、掘削、吸出し管サージニングが密接に関連し、効率と運転条件との関係は吸出し管形状によって微妙に変わるため、発電所ごとに吸出し管の最適形状が異なる。⁽¹⁷⁾

また円すい形の吸出し管を採用すれば、エルボ形吸出し管付の場合よりも効率が改善できるため、横軸フラン

- Layer of the Runner Vane Faces of Water Operated Axial and Semi-Axial Model Turbine, IAHR Symposium, Tokyo (1980)
- (13) 上田庸夫ほか：大容量バルブ水車・発電機，富士時報，**53**，6，pp. 365～372 (1980)
- (14) H. Fachbach & B. Rebernik：Strömungsmessungen in einer Turbinenspirale mit kleinen Übergangsradien, Konstruktion im Maschinen-Apparate-und Gerätebau, **25**，2 (1973)
- (15) T. Kubota & H. Aoki：Pressure Surge in the Draft Tube of Francis Turbine, IAHR Symposium, Karlsruhe (1979)
- (16) 妹尾泰利・西道弘：うず誘起装置による円すい広がり管の性能改善（第1報，うず誘起装置の効果），機械学会論文集，**37**，303，pp. 2153～2160 (1971)
- (17) R. H. Thiche：Practical Solution for Draft Tube Instability, Water Power & Dam Construction, p. 31 (Feb. 1981)
- (18) 小岱将志ほか：北陸電力(株)有峰第三発電所向け横軸フランシス水車・発電機，富士時報，**54**，11，(1981)

最近公告になった富士出願

〔特 許〕

公告番号	名 称	発 明 者	公告番号	名 称	発 明 者
特公昭56-37587	パターンの角検出装置	枝松 邦彦	特公昭56-40396	自動販売機のコイン計数装置	横山章太郎 日沢 衛 笠谷 充男
特公昭56-37588	パターンの角検出装置	枝松 邦彦	特公昭56-40594	整流装置	中野 勝夫
特公昭56-38886	指示機構	佐藤 元二	特公昭56-40981	センタゲート形サイリスタ	和田 一久
特公昭56-39158	誘導電動機のスリップ周波数検出方法	元吉 攻	特公昭56-40988	半導体素子	伊藤 伸一
特公昭56-39159	交流電動機の手速度制御方式	三木 広志	特公昭56-41129	ローラ形摺動接触子	吉ヶ江清久

〔実用新案〕

公告番号	名 称	考 案 者	公告番号	名 称	考 案 者
実公昭56-38414	回転式インジケータ	菊島 政一	実公昭56-39464	ジューサ	太田 篤幸 丹羽 雅夫
実公昭56-38624	自動販売機におけるディスプレイ装置	江上 元一	実公昭56-40126	ガスしゃ断器	竹谷 是幸 吉ヶ江清久 菊地 秀一
実公昭56-38669	切換開閉器のノッチ装置	久米 秀男	実公昭56-40145	電磁継電器	清水都美雄
実公昭56-38742	低電圧大電流用巻線	前川 定雄	実公昭56-41043	タービンの双子翼	北山 信
実公昭56-39196	誘導炉コイルの絶縁劣化検出装置	篠木 政司 有村 信夫	実公昭56-41325	過電流継電器	吉川 闕 荒井 均



*本誌に記載されている会社名および製品名は、それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。