
水 力 特 集

| | |
|--------------------------------|----|
| 最近開発された大容量斜流ポンプ水車..... | 53 |
| 大容量ポンプ水車の運転結果..... | 58 |
| 最近の大容量発電電動機..... | 64 |
| 発電電動機の同期始動..... | 69 |
| 大形発電機用固定子コイルのエポキシレジン絶縁方式..... | 74 |
| 複雑な形状の放水路をもつ揚水発電所の過渡現象の計算..... | 78 |

最近開発された大容量斜流ポンプ水車

Recently Developed Large Capacity Diagonal Flow Pump-turbines

深 栖 俊 一* 井 上 久 男*
Shun'ichi Fukasu Hisao Inoue

要 旨

現在製作中の四国電力株式会社蔭平発電所納 47,700 kW 斜流ポンプ水車および中部電力株式会社高根第1発電所納 88,000 kW 斜流ポンプ水車に関して行なった研究内容および斜流ポンプ水車の適用限界について概述する。

1. 緒 言

わが国においても、四国電力株式会社穴内川発電所納 13,500 kW 斜流ポンプ水車⁽¹⁾の経済的な特長と運転実績が認められ、引続き、四国電力株式会社蔭平発電所納 47,700 kW 斜流ポンプ水車、中部電力株式会社高根第1発電所納 88,000 kW 斜流ポンプ水車などを製作中である。両者は世界的な高落差、大容量機である。斜流ポンプ水車の可動翼としての特長を利用して、揚水発電所に最適な運転範囲と発電所の総合価値の向上をはかることが可能であり、斜流ポンプ水車もフランシス形ポンプ水車と同様に将来さらに高落差、大容量化していくことが考えられるので、その特長、適用範囲、問題点などについて述べる。

2. 適用範囲

軸流ポンプ水車のポンプ運転時における平均流面上の周速は入口端より出口端まで、ほぼ一定であるため、揚程 15 m 以下の領域にしか適用できないのに対し、斜流ポンプ水車の平均流面上における周速は入口端より出口端にかけて、しだいに増大している関係で、ブレードのキャンパーラインのそりを比較的小さく選定して、揚程を高く、比速度を小さく設計でき、ポンプ臨界キャビテーション係数も低い特性が得られる。また、ブレード角度を立てることによって、ランナ外径が大となり、ポンプ出口周速が増大し、揚程が高くなるなどの特長があり、中落差領域への適用が可能となる。

模型試験によって、明らかにされたところでは、斜流ポンプ水車の性能の良い比速度 N_s の範囲は

$$N_s = 100 \sim 350 \text{ (m-kW)}$$

程度であり、適用落差は表1に示す範囲と考えられている。

適用落差 H と比速度の関係は、変落差範囲、選定できる吸出高、揚程と揚水量の関係などによって、かなり自由に選定できるが、吸出高 $H_s = -8 \sim -20 \text{ m}$ 程度に選定されると考えると、ほぼ斜流水車と同様

$$N_s = \frac{16,000}{H+20} + 50 \text{ (m-kW)}$$

程度が適当と考えられる。高根第1発電所のように、完全な地下式発電所で、吸出高 $H_s = -35 \text{ m}$ と深くとれる場合は、揚程に対して、相対的に相当高い比速度が選定でき、特性よりむしろ、構造・強度の面より比速度が制限されることになる(表2参照)。

この場合の比速度限界は

$$N_s = \frac{20,000}{H+20} + 50 \text{ (m-kW)}$$

程度を考えられている。図1および図2にこれらの関係を示した。

3. 斜流ポンプ水車の特長を生かした適用例

3.1 ポンプ運転範囲

フランシス形ポンプ水車は、固定翼ランナであるから、揚程を一

* 日立製作所日立工場

表1 適用範囲

| | 比速度 (m-kW) | 落差 (m) |
|-------------|------------|--------|
| フランシス形ポンプ水車 | 70~250 | 30~500 |
| 斜流ポンプ水車 | 100~350 | 20~200 |
| 軸流ポンプ水車 | 400~900 | 2~15 |

表2 斜流ポンプ水車仕様一覧表

| P S 名 | | 単位 | 穴内川 | 蔭平 | 高根第1 | |
|-------|---------------------|------|-------------------|--------|--------|--------|
| 水 | 最高 | 出力 | kW | 13,500 | 47,700 | 88,000 |
| | | 落差 | m | 69.5 | 89.7 | 136.2 |
| | | 水量 | m ³ /s | 22.0 | 60.0 | 72.9 |
| | 基準 | 出力 | kW | 12,800 | 44,700 | 88,000 |
| | | 落差 | m | 66.0 | 85.0 | 124.0 |
| | | 水量 | m ³ /s | 22.0 | 60.0 | 80.0 |
| 車 | 最低 | 出力 | kW | 3,670 | 33,200 | 33,500 |
| | | 落差 | m | 29.0 | 65.0 | 79.6 |
| | | 水量 | m ³ /s | 17.0 | 60.0 | 54.0 |
| | 回 | rpm | 360 | 240 | 277 | |
| 比 | m-kW | 222 | 196 | 177 | | |
| ポ | 最高 | 入力 | kW | 10,550 | 26,800 | 97,700 |
| | | 揚程 | m | 75.0 | 94.0 | 137.4 |
| | | 水量 | m ³ /s | 9.8 | 18.7 | 61.7 |
| | 基準 | 入力 | kW | 9,650 | 35,200 | 94,800 |
| | | 揚程 | m | 64.0 | 85.0 | 115.0 |
| | | 水量 | m ³ /s | 12.5 | 34.6 | 75.0 |
| ン | 最低 | 入力 | kW | 5,430 | 33,600 | 71,100 |
| | | 揚程 | m | 33.0 | 73.7 | 80.8 |
| | | 水量 | m ³ /s | 14.0 | 40.0 | 75.0 |
| | 回 | rpm | 360 | 240 | 277 | |
| 比 | m-m ³ /s | 56.4 | 50.5 | 68.5 | | |
| 吸 | m | -5.0 | -9.5 | -35.0 | | |

定として、効率の高い点より、ガイドベーン開度を小さくし、揚水量を小さくしていくと、ランナよりガイドベーンへ流入する流れの方向と、ガイドベーンのキャンパーラインの方向が合わなくなり、効率が急激に低下するばかりでなく、水圧脈動が発生しやすくなるので、揚程一定に対応する揚水量はほぼ一定となる。

斜流ポンプ水車は図3に示すように、揚程を一定として、カプラン水車の水車運転の場合と同様、ブレード角度とガイドベーン開度を ON-CAM の関係に保ちながら、両者を同時に開いていくと、効率も大幅には低下せず、運転状態も悪化せず、かなりの範囲まで揚水量が変えられる。この ON-CAM 運転時のポンプ臨界キャビテーション係数は図3に示すようになる。最高効率点より揚水量を増すと、かなり急激に、ポンプの臨界キャビテーション係数が上昇する。最高効率点より揚水量を減少していくと、ポンプ臨界キャビテーション係数はゆるやかに低下する。ポンプ締切り点に近づくにしたがって、水圧脈動が発生しやすくなるので、多少余裕を大きくしたプラント吸出高を選定する必要はあるが、揚水量を制限することによ

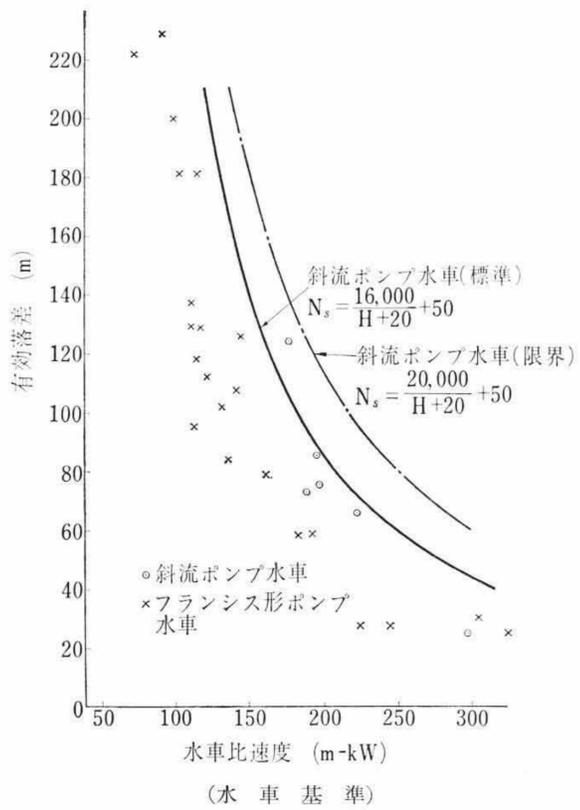


図1 斜流ポンプ水車比速度限界曲線

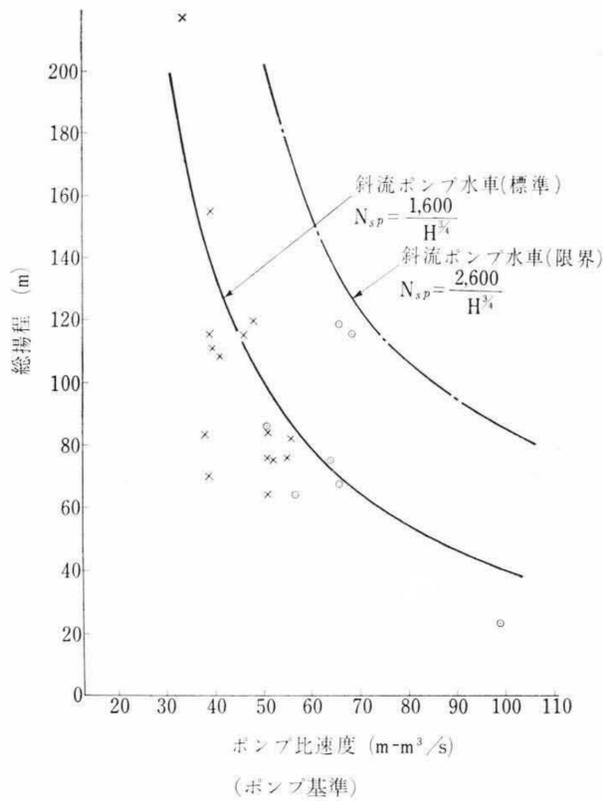


図2 斜流ポンプ水車比速度限界曲線

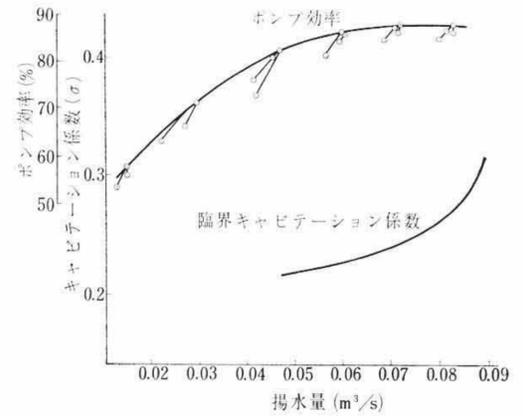


図3 ポンプON-CAM特性

て、プラント吸出高を浅く選定することが可能となる。また、フランシス形ポンプ水車のように低揚程でポンプ入力が大となることも防げる。これと逆に吸出高を深く選定することのできる発電所においては、高揚程時の揚水量をかなり大きくすることができる。これらの斜流ポンプ水車の特長を利用すると発電所の重要性に合致した仕様を選定できる。

3.2 揚水を従とした揚水発電所

自流の多い発電に重点がおかれたダム式発電所において、その発電所の貯水池およびさらに下流の貯水池のあふれを救済したり、夜間の余剰電力を利用して、付随的な揚水運転を行なうことによって、その水系をさらに有効に利用できる場合には、前述の斜流ポンプ水車としての特長を利用して、水車専用機と同程度またはさらに高い回転数を選定し、揚水量を水車最大水量の1/2、または2/3程度に制限し、吸出高を相当浅くすることによって、揚水運転のための追加建設費を最小限におさえることが可能となる。このような例として、穴内川発電所用13,500kW斜流ポンプ水車および、蔭平発電所47,700kW斜流ポンプ水車をあげることができる。表2に示すように穴内川発電所の場合、水車運転時の最大水量22.0 m³/sに対し、最大揚水量を14.3 m³/sに制限し、普通の仕様を選定すれば、吸出高 $H_s = -13$ m程度必要とするところを-5 mで揚水可能となる。蔭平発電所の場合、水量運転時の最大水量60 m³/sに対し、最大揚水量を40 m³/sに制限すれば、吸出高 $H_s = -9.5$ mで揚水可能となる。図4および図5に蔭平発電所の特性曲線を示した。

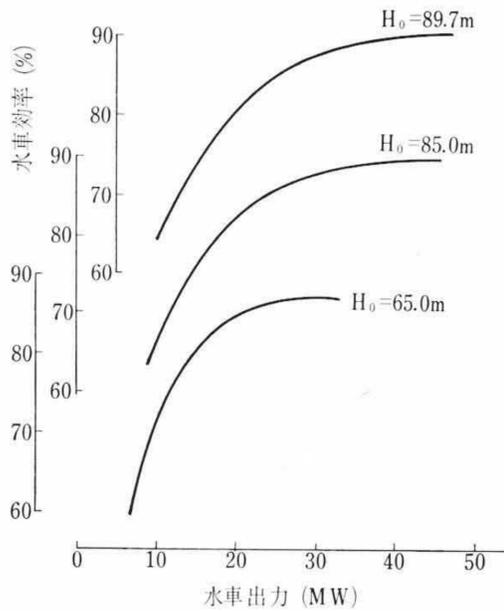


図4 蔭平発電所水車特性

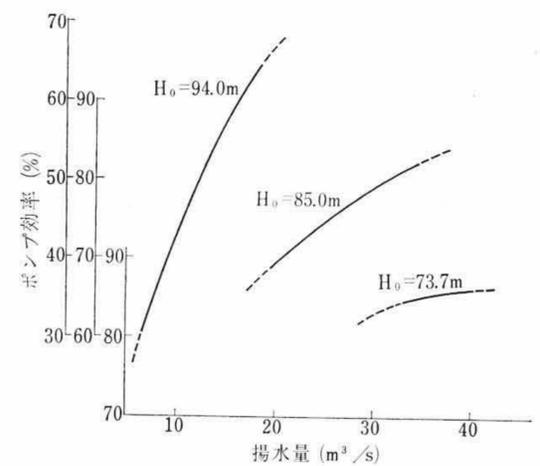


図5 蔭平発電所ポンプ特性

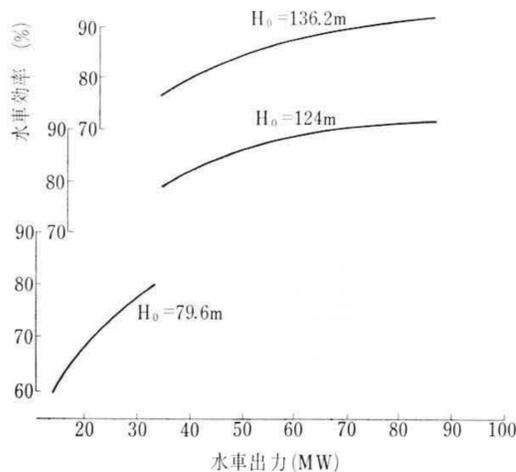


図6 高根第1発電所水車特性

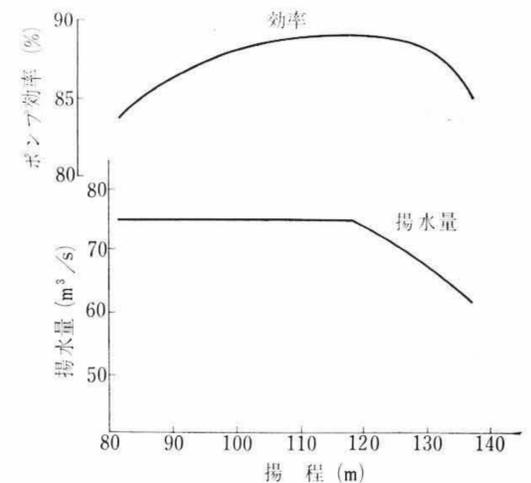


図7 高根第1発電所ポンプ特性

3.3 揚程変化の大きい純揚水発電所

揚程変化の大きい純揚水発電所における揚水効果を大とするためには、最高揚程付近の揚水量を大とすることが必要となる。斜流ポンプ水車の特長を利用すると、低揚程領域は最大揚水量を一定に制限し、高揚程領域では、ブレード角度を大にして、吸出高の許す範囲の揚水量を大とすることができる。吸出高が十分深く選定できる場合は、電動機出力一杯まで揚水量を増し、揚水効果を付加する。また、この場合斜流ポンプ水車の回転数を高く選定して、機器の経

済化がはかれる。この代表的な例として、高根第1発電所(混合揚水発電所であるが、純揚水発電所に近い性格を有する)88,000 kW斜流ポンプ水車がある。表2に示すように、吸出高 $H_s = -35$ mと深くとり、揚程118 m以下は最大揚水量75 m³/s一定に制限し、揚程118 m以上は電動機最大出力97,700 kWまで揚水可能としている。フランシス形ポンプ水車を採用した場合の最高揚程137.4 mにおける最大揚水量は35~40 m³/s程度であるのに対し、斜流ポンプ水車を採用すると、60 m³/s以上の揚水が可能となる。図6および図7

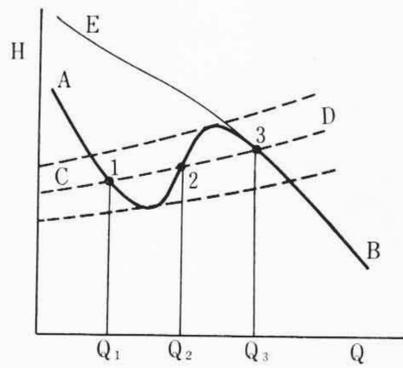


図8 ポンプ不安定特性

は、高根第1発電所の特性曲線を示したものである。

4. ポンプ不安定特性

斜流ポンプ水車のように比較的比速度の大きいポンプ水車においては、図8に示すように、ポンプQ-H曲線の揚水量の少ない領域に、不安定特性(凹み)が現われやすくなる。不安定特性が現われると、そのQ-H曲線AB水路系の損失曲線CDとは1, 2, 3と3箇所て交点を有し、水路系に水圧変化や水位変化が起こると運転点が1から3に、3から1に移って揚水量が変化し、水圧変動やサージングが発生しやすくなり、安定した運転がむずかしくなる。不安定特性のないQ-H曲線EBと損失曲線CDとの交点は1点となり、多少水圧や水位が変化しても、揚水量の変化は少なく、安定な運転となる。したがって、3.2で述べたように、揚水量を制限して運転する場合にはポンプQ-H曲線を不安定特性のないものとするのが好ましい。

ポンプQ-H曲線の不安定特性の現われる原因を究明するため、不安定特性の現われやすいランナを製作し、ランナブレード出・入口部の流速分布を測定した。その代表的な測定点(ポンプQ-H曲線の凹部③, 凸部②および最高効率点①)の測定結果につき説明する。図9にブレード入口部および出口部のメリディアン速度分布を示した。ランナブレードの入口部において、最高効率点①, Q-H曲線の凸部②のメリディアン速度は外周部が多少速い程度で、比較的片寄

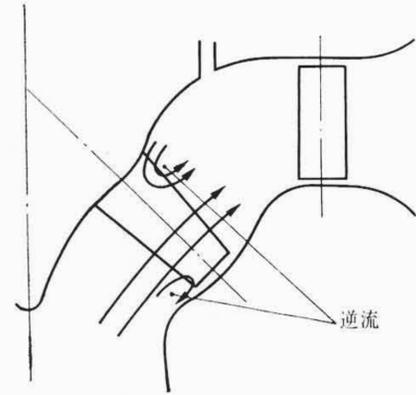
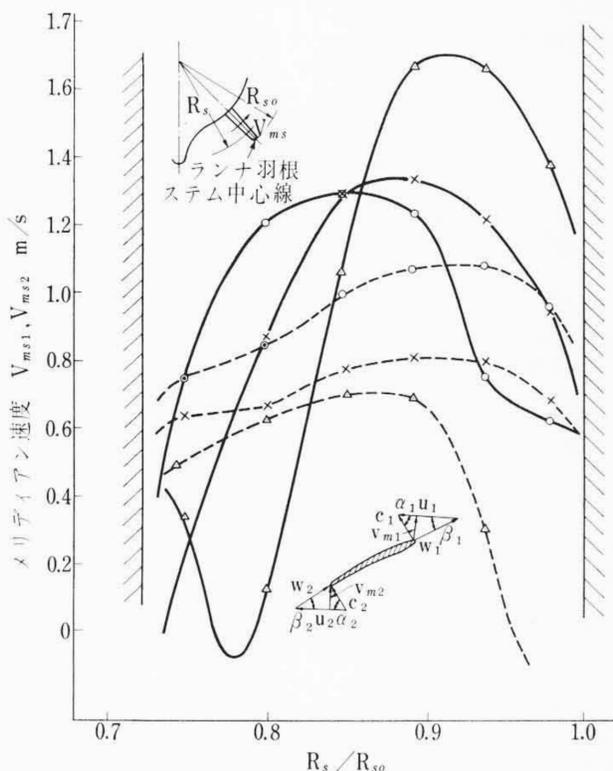


図11 ポンプ運転時逆流

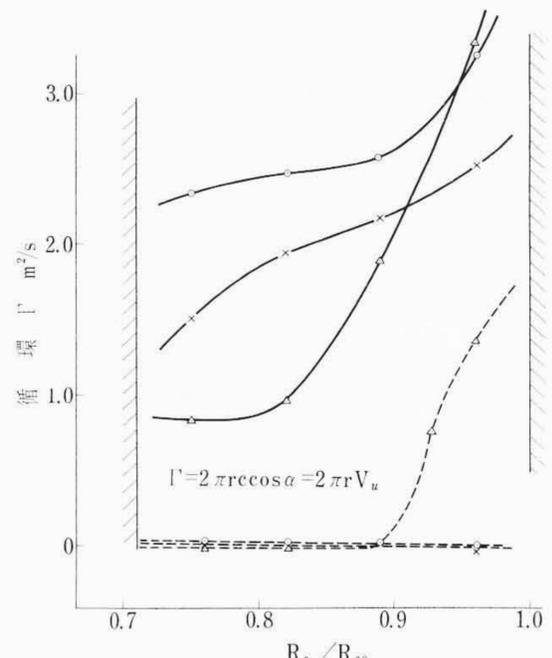
りの少ない分布を示しているが、Q-H曲線の凹部はボス付近ではほぼ一様になっているが、外周部では逆流を起こしている。ブレード出口部においては、①のメリディアン速度はボス付近が大きく、②ではメリディアン速度が最大となる所が外周方向に移行し、ボス近くが遅くなる。③では、外周のメリディアン速度が著しく大となり、ボス付近で逆流を起こしている。

図10は循環分布を示したものである。ブレード入口部において、①, ②の循環は一様に0である。③の循環はボス付近は0であるが、外周部ではかなりの循環が認められる。すなわち、メリディアン速度に逆流が見られる外周部では、大きなプリローテーションが現われ、外周部の水は逆流しながら、ブレードについてまわっているような流れ方をしているものと考えられる。ブレード出口部においては、①, ②の循環は外周部で大きく、ボスに近づくに従って、小さくなる傾向が見られる。③の循環は外周で極度に大きく、ボス付近が小さくなっている。メリディアン速度に逆流の見られるボス付近では、回転方向の速度が小となって、ブレード翼面より、ハク離れた流れとなっているものと考えられる。Q-H曲線の凹部③における流れは概略図11のようにになっているものと推定されている。Q-H曲線上の測定点に対するブレード角度と流入角, 流出角の関係, メリディアン速度分布などの傾向を示したのが図12である。

文献⁽²⁾⁽³⁾にも述べられているように、ポンプQ-H曲線の凹む現象はランナブレード入口部外周および出口部ボス側での逆流の生ずる位置、ブレード翼面より流れがハク離する位置、およびブレード



(ポンプ運転, 不安定特性のある場合)



(ポンプ運転, 不安定特性のある場合)

| 測定点 | B. A | G. V. O. % | Qm (m ³ /s) | ポンプ出口 | ポンプ入口 |
|-----|------|------------|------------------------|-------|--------|
| ① | 20° | 40 | 0.0765 | ○—— | ○..... |
| ② | 20° | 40 | 0.0600 | ×—— | ×..... |
| ③ | 20° | 40 | 0.0466 | △—— | △..... |

V_{ms1}, V_{ms2}はV_{m1}, V_{m2}をランナ羽根ステム中心線断面に換算せるものを示す。

図9 メリディアン速度分布

| 測定点 | B. A | G. V. O. % | Qm (m ³ /s) | ポンプ出口 | ポンプ入口 |
|-----|------|------------|------------------------|-------|--------|
| ① | 20° | 40 | 0.0765 | ⊙—— | ⊙..... |
| ② | 20° | 40 | 0.0600 | ×—— | ×..... |
| ③ | 20° | 40 | 0.0466 | △—— | △..... |

図10 循環分布

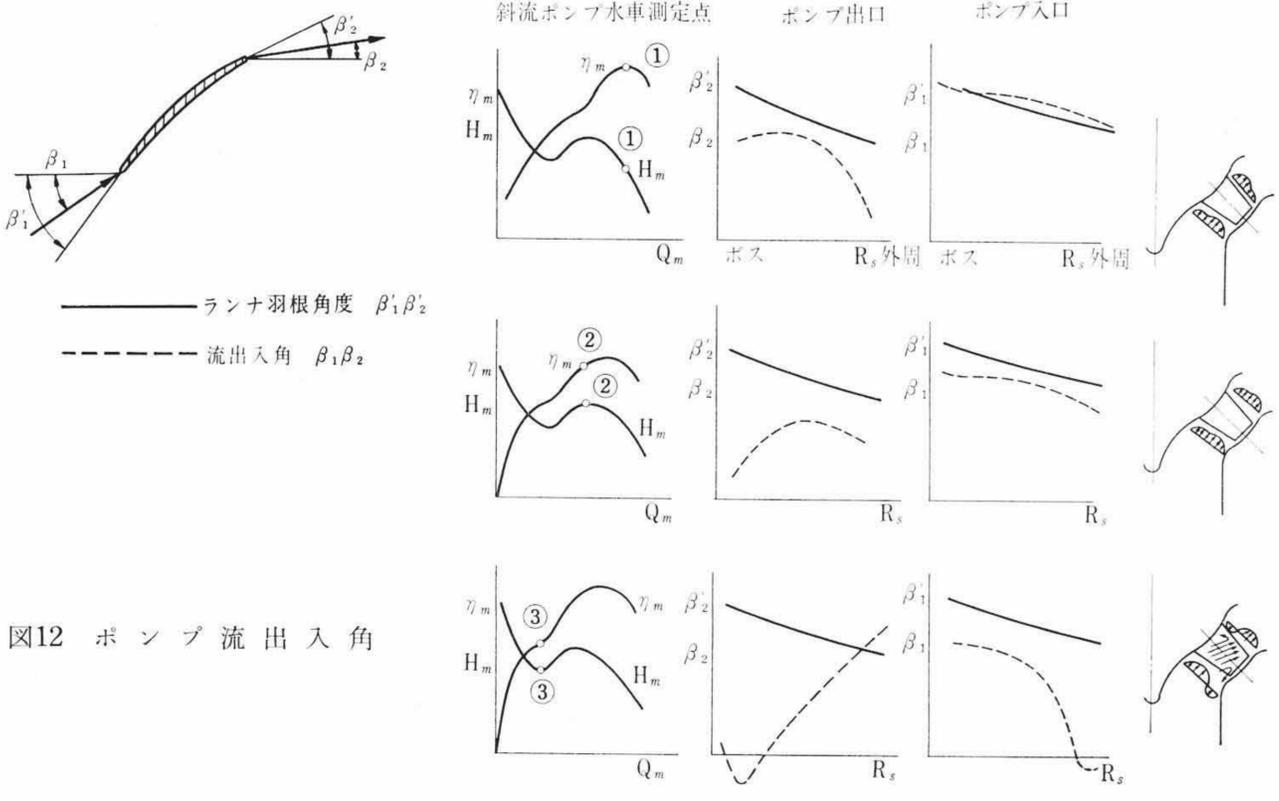


図12 ポンプ流出入角

に失速の生ずる位置などの相対関係によるものと考えられるが、上述の研究結果によると、主として、ブレード出口部ボス側の逆流が生じにくくなるよう、ブレード出口部の形状を改善することによって、ポンプQ-H曲線の不安定特性を除去することができる。

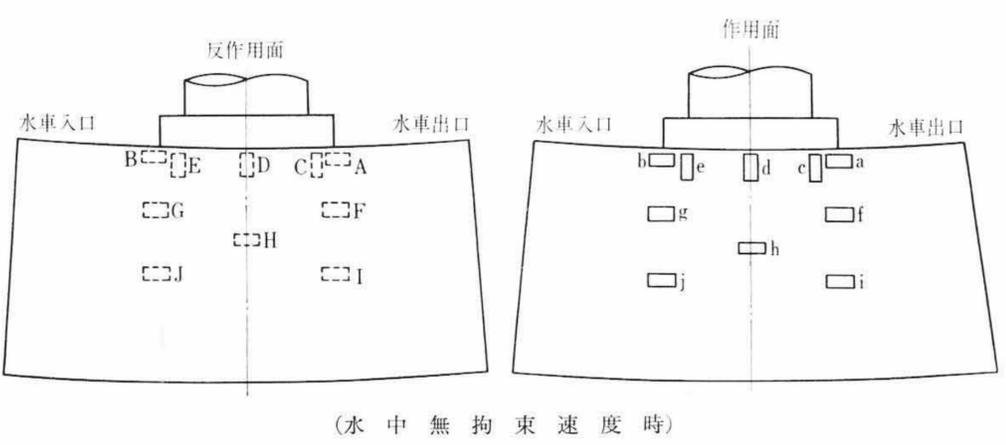
5. 強度および構造

5.1 ランナ強度

斜流ポンプ水車が大容量化、高落差化、高速化するに従って、ランナブレードおよびランナボスに作用する水圧力および遠心力による応力が增大することになる。2に述べた容量、落差、回転数の限界に近づくにしたがって、慎重な強度の確認が必要となる。高根第1発電所のように吸出高が深く、回転数が高く選定されたものについては遠心力による曲げ応力が大きくなっているため、次のような確認がなされた。

(1) 模型ポンプ水車の運転中のブレード応力測定

斜流ポンプ水車の運転中におけるランナブレードの応力をつか



(水中無拘束速度時) 応力

| 反作用面 | 測定場所 | 力 | | | | | | | | | | |
|------|--------------------------|------|------|-------|-----|------|------|------|-------|-----|------|------|
| | | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | |
| 作用面 | 測定場所 | a | b | c | d | e | f | g | h | i | j | |
| | 応力 (kg/cm ²) | モデル | -32 | -67 | -21 | -28 | -33 | -33 | -75 | -29 | -14 | -23 |
| | | 実機換算 | -585 | -1225 | - | -343 | -457 | -605 | -1360 | - | -246 | -403 |

仕様

| | モデル | 実機 |
|----------|-----|-------|
| 落差 m | 10 | 136.5 |
| 回転数 rpm | 808 | 525 |
| ブレード角度 ° | 10 | 10 |
| ガイドベン開度% | 100 | 100 |

図13 模型ポンプ水車によるランナブレード応力測定結果

むために、模型ポンプ水車の軸にスリップリングを取り付けて、ストレインゲージの抵抗変化を取り出すようになっている。スリップリング部の抵抗による測定誤差を少なくするため、運転にほとんど応力の発生しないカプリングボス外周にダミーゲージをはり、応力測定用ゲージ1個とダミーゲージ3個を回転部においてブリッジを構成し、スリップリング部の抵抗を相殺する方式とした。図13は水中無拘束速度時の応力測定結果の例を示したものである。(2) 三次元光弾性試験によるランナボスおよびブレードの応力解析

斜流ポンプ水車のランナ各部の遠心力による応力は形状がかなり複雑であるために厳密な応力計算が困難であるため、三次元光弾性実験によって解析を行なった。モデルランナはエポキシ樹脂で作られ機械加工によって仕上げられている。モデル比は約10である。モデルランナを電気炉内で回転し、約125°Cに4時間保持して、回転中に各部に生じた遠心力による応力を凍結した。各部より薄片(スライス)を採取し、偏光装置にて応力縞(しま)次数nを測定し、主応力σを次の式で算出した。

$$\sigma = \frac{\alpha}{n \cdot t} \text{ kg/cm}^2$$

ここに、α: 材料の光弾性感度
t: スライス厚さ

図14, 15, 表3および表4にブレードおよびランナボスの周方向応力および合成応力の解析結果を示した。

5.2 回転サーボモータおよびランナ操作機構

蔭平、高根第1発電所のように大形機となると、回転式ランナ操

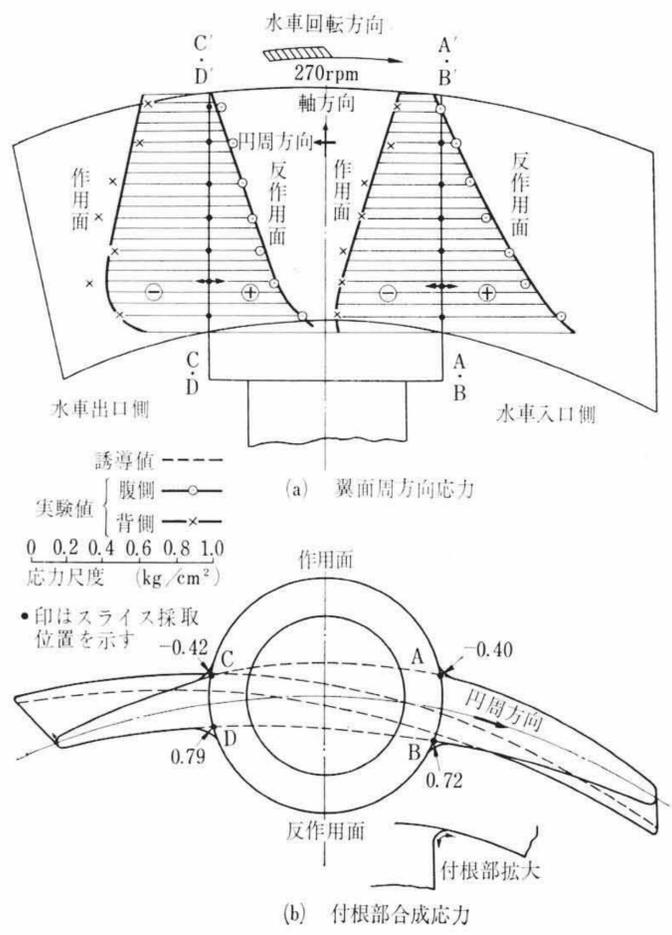
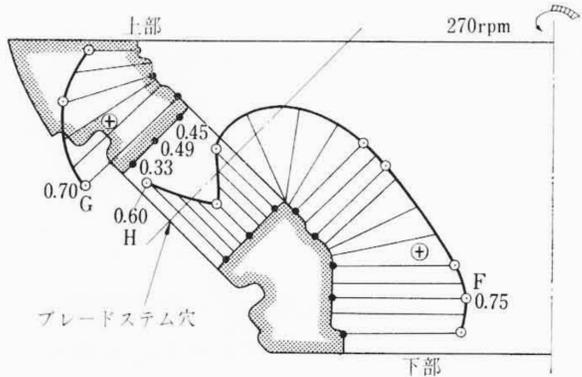
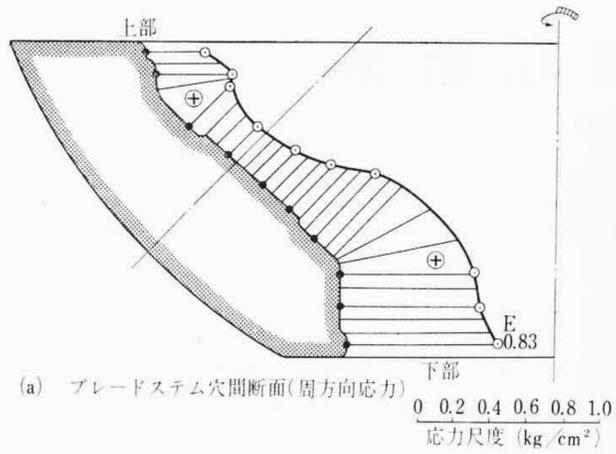


図14 ランナブレード応力測定例



(b) ブレードステム穴断面(周方向応力)
図15 ランナボス応力測定結果

表3 ランナボス円周方向応力

| 位 置 | | E | F | G | H |
|---------------|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| モデル | $N=270$ rpm 実測値 kg/cm^2 | 0.83 | 0.75 | 0.70 | 0.60 |
| 高根第1発電所 実機 | 常時 $N=277$ rpm kg/cm^2 | 685 | 600 | 560 | 480 |
| | 無拘束速度時 kg/cm^2 | 2,560 | 2,240 | 2,090 | 1,790 |

なお上記は空中運転の値である。

表4 ランナブレード合成応力

| 位 置 | | A | B | C | D |
|---------------|----------------------------------|--------|-------|--------|-------|
| モデル | $N=270$ rpm 実測値 kg/cm^2 | -0.4 | 0.72 | -0.42 | 0.79 |
| 高根第1発電所 実機 | 常時 $N=277$ rpm kg/cm^2 | -320 | 566 | -336 | 632 |
| | 無拘束速度時 kg/cm^2 | -1,190 | 2,120 | -1,250 | 2,350 |

なお上記は空中運転の値である。

作機構のほうがランナボスが小形になり、回転部分の形状をコンパクトにまとめることができるため、回転式ランナ操作機構および回転式サーボモータが採用されることになった。

(1) 回転式サーボモータ

回転式サーボモータはしゅう動する部分が多く存在するため、好適な材質の組合せを決めるのが重要である。日立製作所日立研究所において、種々な組合せについて、10,000回のしゅう動摩耗試験を行なって、実機に採用する材質の組合せを決定した。図16および図17に示すような500φ模型回転サーボモータを製作して、しゅう動部よりの漏油を防止するため、金属パッキングを改良し、最終的な組合せについて20,000回の耐久試験を行なって、確認した。

(2) ランナ操作機構

ランナ操作機構については、すでに長期間にわたる運転実績を有する新大倉⁽⁴⁾、新日向川⁽⁵⁾、穴内川発電所⁽⁴⁾のランナ操作機構のしゅう動部面圧とほぼ同程度の設計が可能であり、材質の組合せも同様なものが採用できるが、念のため、図18に示すような、実物大のランナ操作機構動作試験装置を製作した。ブレードステムの軸受、スライダブロック、クロスヘッドなどのしゅう動部を実機と同じ寸法、形状とし、好適と考えられる数種の組合せについて、運転時の荷重の2割増の荷重をかけて動作試験を行ない、最適な材質の組合せを得るために100,000回の耐久試験を実施中である。

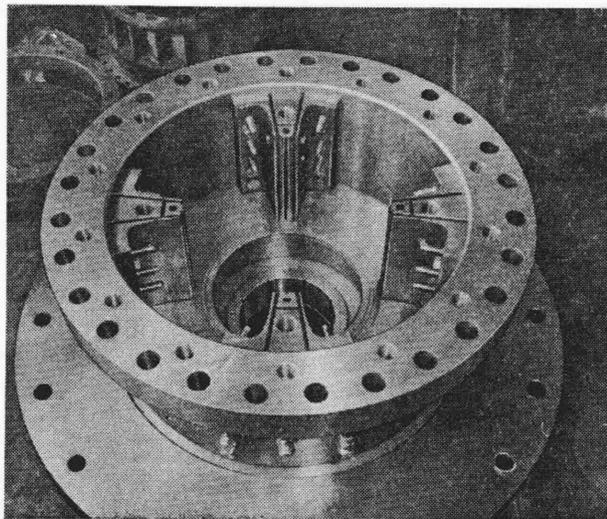


図16 500φ模型回転サーボモータシリンダ

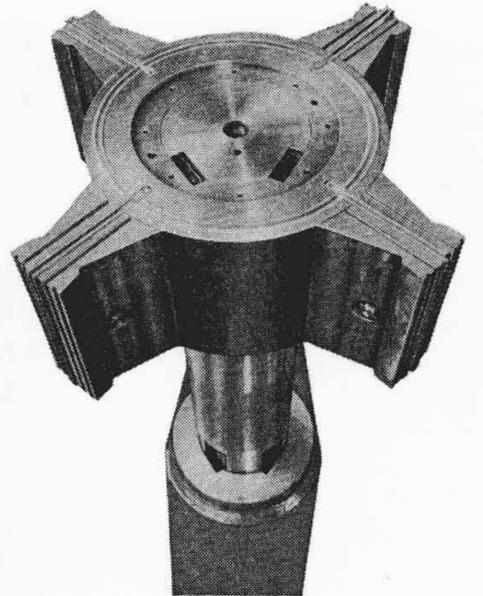


図17 500φ模型回転サーボモータピストン

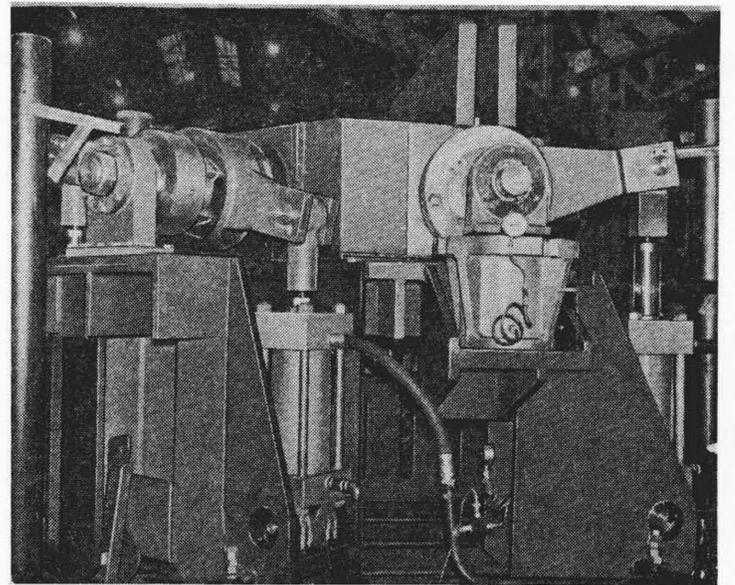


図18 実機ランナ操作機構動作試験装置

6. 運転状態の確認

実揚程試験はランナブレード出口部・入口部の速度三角形がほぼ等しくなり、ランナ付近の水圧および水圧脈動がほぼ等しくなると見られる。実揚程試験にて、プラント吸出高における運転状態の安全性を確認した。

7. 結 言

- (1) 斜流ポンプ水車は、発電を主とし、揚水を従とした揚水発電所を経済的に建設するのに好適である。
- (2) 落差変化の大きい純揚水発電所の高揚程時の揚水量を大として、揚水効果を向上できる。
- (3) ブレード形状を改善することにより、ポンプ運転時の不安定特性を除去することができる。
- (4) 蔭平および高根第1発電所のごとき高落差の地点に対して、安全なるランナが設計できることが確認された。

本文が今後の斜流ポンプ水車採用計画の一助になれば幸甚である。

参 考 文 献

- (1) 井上ほか3名：日立評論 46, 1881 (昭39-11)
- (2) 豊倉：機械学界論文集 26-168
- (3) 井田：機械学界第38期総会前刷 機械学界論文集
- (4) 横井ほか2名：日立評論 43, 2130 (昭36-12)
- (5) 松田：電力 47, 8 (昭38-7) 42