

# 軸流水車内の流れについて

石原 智 男・井 田 富 夫

## 1 緒 言

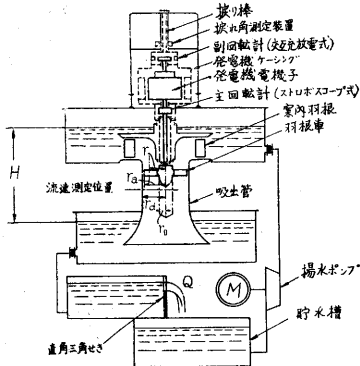
近年低落差大水量に適する可動翼軸流型のカプラン水車が、フランス水車に比べて部分負荷における効率の低下が少ないという利点を有することから、キャビテーションの発生防止に対する研究の進歩とあいまって、従来はフランス水車の領域とされていた比較的高落差(約 30m 以上)にも進出する傾向にある。従って最近の軸流水車における課題は、その高落差に対する適用と、それに伴うキャビテーションの問題に集中されている感がある。しかしながら現在でも軸流水車の羽根車の一般的な設計法が確立されているとはいえず、理論的根拠に乏しく経験に頼らざるを得ない点も多いように見受けられる。その理論的な特性解析にしても、翼理論や翼列実験の結果を適用するため設計点以外においても流れに半径方向成分がないとした二次元的な取扱いか、または無限に薄い多くの羽根があると仮定した上での三次元的取扱いにすぎず、いずれも全運転範囲における特性解析には充分とはいえず、設計にこれを直接利用することはできないように見受けられる。(1)

著者らは軸流水車羽根車の設計資料を整え、その設計法を確立するための予備実験として、模型軸流水車内の流れを円筒型ピトー管を用いて実験的に調べてみた。この結果の一部については既に「軸流水車の特性について」(「生産研究」第 6 巻第 11 号 1954)と題して速報したが、その後さらに異なる案内羽根および羽根車を用いて実験をおこなったので、以上をまとめてここに解説し参考に供したい。(2)

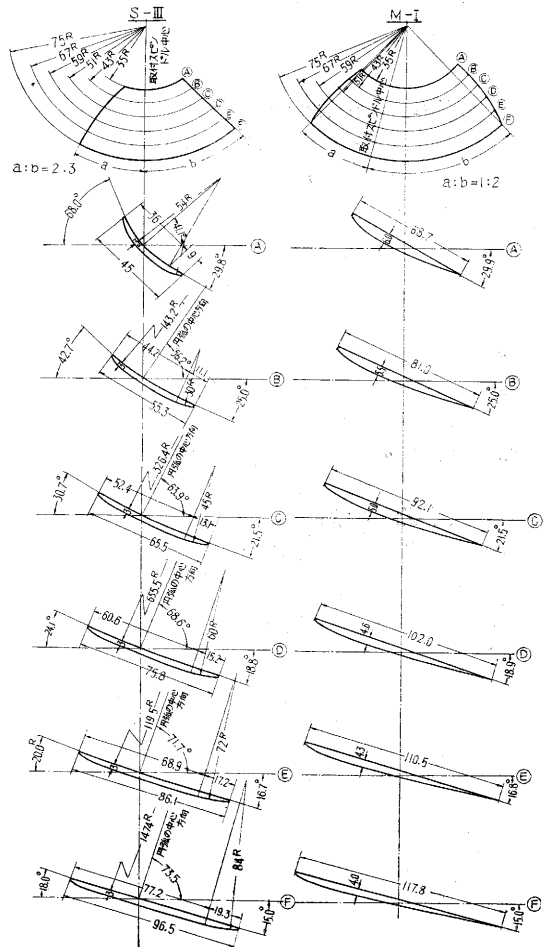
## 2 実験装置

第 1 図は軸流水車特性試験装置の概要であって、水車軸を包む外筒および動力計用発電機のケーシングは上部の振り棒によって吊られ、球

軸受によって自由に軸のまわりを回転できる構造になっている(図中の破線)。従ってこれは振り棒の振れ角を測定することによって、羽根車の発生する全トルクを測定できる大きな特長をもっている。なお振れ角は光学的に取出して測定している。もう一つの特長は、水車軸に直結した動力計用発電機の電機子に直列に 1 組の電動発電機を組合せて制動していることにより、羽根車のどのようなトルク変化にも安定に応じられる制動特性を有していることである。(3) なお流量測定は流路に設置した直角三角せきで、回転数の測定はストロボスコープおよびこれで較正した交互充放電式の回転計でおこなった。羽

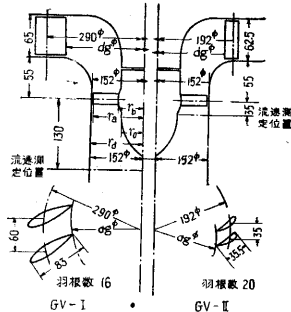


第 1 図 実験装置



第 2 図 羽 根 車

根車はその形状を第2図に示すように、それぞれクラックY型(M-I)および円弧型(S-III)の翼断面をもつもので、その羽根数はともに4枚である。また第3図は



第3図 案内羽根

使用した二種類の案内羽根の概略寸法を示しており、GV-IにはM-Iを、またGV-IIにはS-IIIの羽根車を主として用いた。吸出管には円錐形直管のものを使用している。流速の測定には単孔の円筒型ピトー管を用い、これをその軸のまわりに回転して得られた全圧の分布から流れの方向を知り、また静圧を示す角度を45°としてその点の静圧を知り流速を求めた。(4)

記号

$H$  = 落差 (=0.75m, 実験中一定に保つ)

$Q$  = 流量 [l/s]

$n$  = 羽根車の毎分回転数 [rpm]

$M$  = 羽根車のトルク [m·kg]

$N_e$  = 羽根車の出力 [HP] =  $2\pi nM/60 \times 75$

$\eta$  = 効率 =  $75N_e/\gamma QH$

$N_s$  = 比較回転度 =  $n \cdot N_e^{1/2} / H^{5/4}$

$\alpha_g$  = 案内羽根指示開き角 [deg.]

$g$  = 重力の加速度 [m/s<sup>2</sup>]

$\gamma$  = 水の比重量 [kg/m<sup>3</sup>]

$\nu$  = 水の動粘性係数 [m<sup>2</sup>/s]

$r$  = 任意の点における軸からの半径 [m]

$r_a$  = 羽根車の外半径 (=0.0750m)

$r_b$  = 羽根車の根元半径 (=0.0350m)

$r_0$  = 羽根車入口および出口ボス半径 (=0.0293m)

$r_d$  = 羽根車のある胴室の半径=吸出管入口半径 (=0.0760m)

$\rho$  = 半径比 =  $r/r_a$

$v_1$  = 羽根車入口絶対流速 [m/s]

$v_{1u}, v_{1\theta}$  = それぞれ  $v_1$  の軸方向 (下方を+) および円周方向 (羽根車の回転方向を+) 成分

$v_2$  = 羽根車出口絶対流速 [m/s]

$v_{2u}, v_{2\theta}$  = それぞれ  $v_2$  の軸方向および円周方向成分 (正負は  $v_1$  に同じ)

$v_3$  = 吸出管入口における流速 [m/s]

$v_{3u}, v_{3\theta}$  = それぞれ  $v_3$  の軸方向および円周方向成分 (正負は  $v_1$  に同じ)

$v_{zm}$  = 平均軸方向流速 [m/s] =  $Q/1000\pi(r_a^2 - r_0^2)$

$u_1$  = 羽根車入口周速 [m/s]

$u_2$  = 羽根車出口周速 [m/s]

$w_1$  = 羽根車入口相対流速 [m/s]

$w_2$  = 羽根車出口相対流速 [m/s]

$v_g$  = 案内羽根出口平均流速 [m/s]

$d_g$  = 案内羽根出口直径 [m]

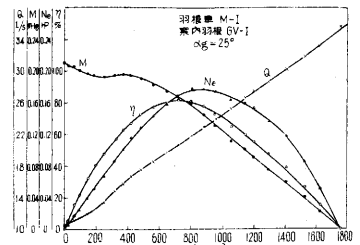
$R_e$  = 案内羽根における流れのレイノルズ数

$$= v_g \cdot d_g / \nu$$

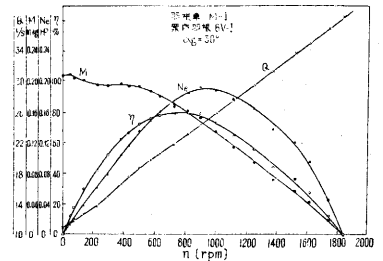
ここに記載した以外の記号についてはその都度説明する。

3 羽根車の特性

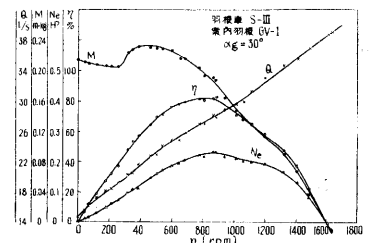
流速分布の測定に使用した羽根車の速度特性の二三の例を第4~7図に示す。第8図は全運転範囲における比較回転度  $N_s$  と効率  $\eta$  との関係を示した一例で、この羽根車の適用範囲を知ることができる。なおこの特性試験装置では動力計用発電機の風損のうち幾分かは上部の振り棒で測定したトルクに含まれないが、この値は特性にほとんど影響を与えぬ程度の小さな値であった(第9図)。



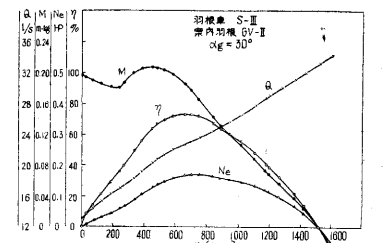
第4図 羽根車の速度特性



第5図 羽根車の速度特性



第6図 羽根車の速度特性

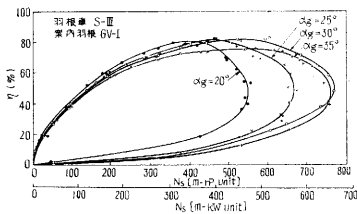


第7図 羽根車の速度特性

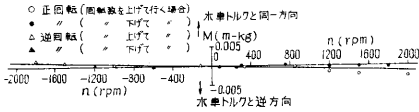
4 羽根車入口流速分布

運転中の羽根車入口における流速の測定が構造上不可能であったので、羽根車を取除き、羽根取付位置より幾分下った位置で流速の測定をおこない、これを運転中における羽根車入口流速と見なすこと

とした(第3図参照)。この測定位置は、案内羽根GV-IIでは羽根取付中心から35mm下方に、また案内羽根GV-Iについては130mm下方の吸出管入口附近に選び、後

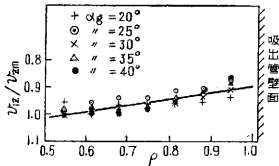


第 8 図  $N_s-\eta$  の曲線

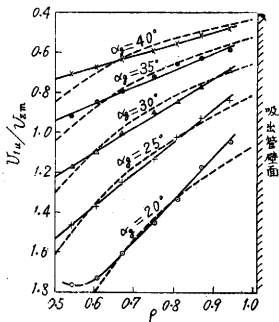


第 9 図 動力計の風損

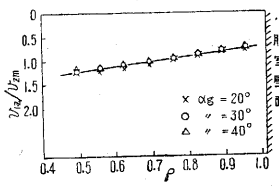
の相違はほとんどなかった。いずれの場合にも吸出管下端に多数の小孔を有するふたをおき、小孔の径をかえることにより流量を変化させたが、このふたは測定位置からかなり離れた位置にあり、測定位置における流れに影響をあたえているとは考えられない。



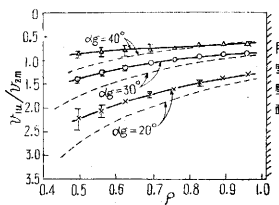
第 10 図 入口流速分布 (GV-I)



第 11 図 入口流速分布 (GV-I)



第 12 図 入口流速分布 (GV-II)



第 13 図 入口流速分布 (GV-II)

者の場合は羽根取付ボス下部にこれと同一径の円筒をつけて測定した。なお同じ案内羽根ではこの両測定位置による流速分布

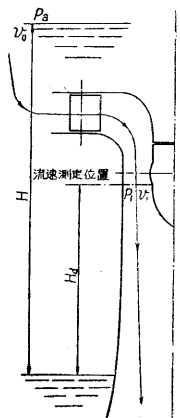
た (図の破線は自由渦巻運動をする時の流速分布である)。第 13 図には測定値の両側に流量の違いによるそのばらつきの程度を図示したが、案内羽根指示開き角  $\alpha_g$  が小さく、また流量が大きくなるほど、羽根車取付ボスの下部に回転水柱を生じやすく、これが測定に影響を与えてばらつきを生じたのであろう。

以上の結果は案内羽根の形状の相違によって羽根車入口流速分布がかなり異なることを示しており、このため羽根車の設計にあたっては、簡単に  $v_{1z}$  は一様で  $v_{1r}$  は自由渦巻運動をする等と仮定せず、用いる案内羽根による流速分布を模型実験等によって知り、この流れに適合するように設計しなくてはならない。(5)

さて洗れのエネルギー式は、上水面における大気圧を  $p_a$  [kg/m<sup>2</sup>]、流速を  $v_0$  [m/s]、流速測定位置の圧力および流速をそれぞれ  $p_1$  [kg/m<sup>2</sup>]、 $v_1$  [m/s]、下水面より測定位置までの高さを  $H_d$  [m] として (第 14 図参照)。

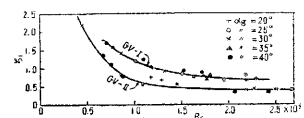
$$(p_a/r) + (v_0^2/2g) + H - H_d = (p_1/r) + (v_1^2/2g) + h_{L1}$$

となる。ただし  $h_{L1}$  は上水面より測定位置までの流れの全損失水頭 [m Aq] である。  $v_0 = 0$  であり、  $H - H_d$  は既知、  $(p_1 - p_a/r) + (v_1^2/2g) = h_t$  は流れの全圧でピトー管によって測定できるから、この式より  $h_{L1}$  を知ることができる。  $h_{L1}$  と案



第 14 図 流路

内羽根出口平均流速  $v_g$  とから得た損失係数  $\zeta_1$  ( $h_{L1} = \zeta_1 \times v_g^2/2g$ ) と案内羽根における流れのレイノルズ数  $Re$  との関係を示したのが第 15 図で、  $\zeta_1$  は案内羽根開度によらずある一定の関係となった。これから流量がわかれば案内羽根を通して測定位置に達するまでの流れの損失を知ることができる。なお全圧  $h_t$  は半径方向にわたって一様ではなかったため、各区分流量にその全圧をかけて加えたものを全流量で割った  $h_t$  の平均値 ( $h_t = \frac{1}{Q} \int h_t dQ$ ) を用いて  $h_{L1}$  を求めた。

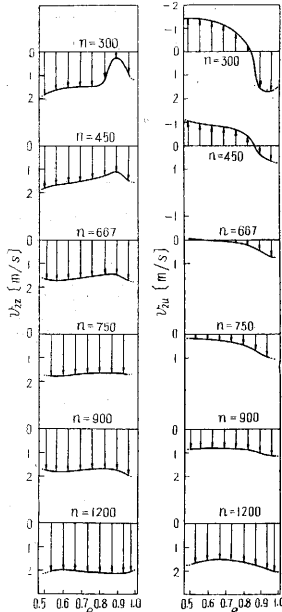


第 15 図  $Re-\zeta_1$  曲線

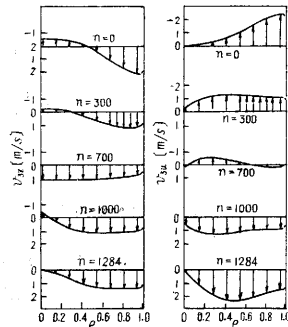
### 5 羽根車出口流速分布

軸流水車の羽根車出口における流れの状態は、運転状態によって非常に異なった模様を呈するが、これについてはいまだ発表されたものはないようである(6)。ここでは案内羽根に GV-II を用い (ただし  $\alpha_g = 30^\circ$  に一定)、S-III の羽根車の出口流速分布を種々の運転状態について測定した。測定位置は羽根取付中心より 35mm 下方

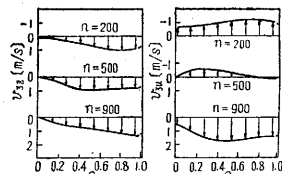
(羽根後端より約 20mm 下方)



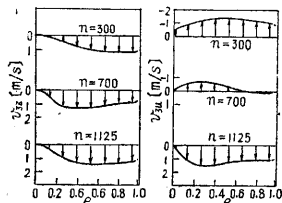
第 16 図 出口流速分布 (S-III, GV-II,  $\alpha_g = 30^\circ$ )



第 17 図 出口流速分布 (M-I, GV-I,  $\alpha_g = 25^\circ$ )



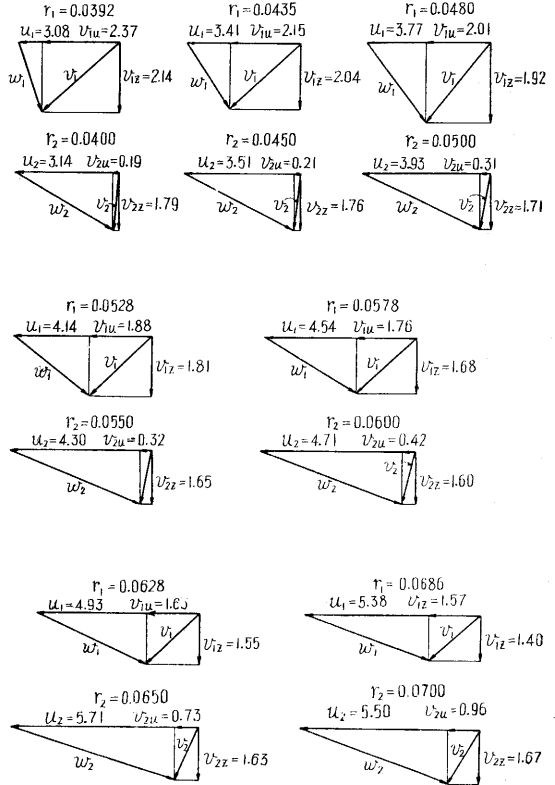
第 18 図 出口流速分布 (M-I, GV-I,  $\alpha_g = 30^\circ$ )



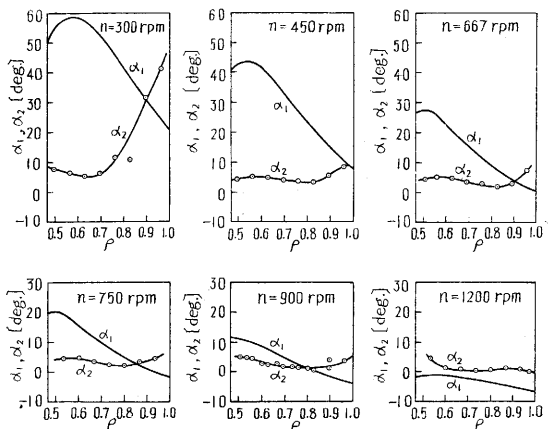
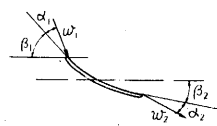
第 19 図 出口流速分布 (M-I, GV-I,  $\alpha_g = 15^\circ$ )

を選んだ. 第 16 図がこの結果である. また案内羽根 GV-I に羽根車 M-I を用いたときの吸出管入口位置 (羽根取付中心より 130mm 下方) における流速分布の測定結果を第 17, 18, 19 図に掲げた. いずれも矢印は測定値の大きさと位置をあらわす. 羽根車を出た流れに円周方向成分がないときに, 吸出管で速度水頭を圧力水頭に変換する割合 (吸出管効率といわれている) が最も大きく, 設計点もこの点に選ぶのが普通である. すなわちこの状態が水流が羽根車に最も有効に働いている状態にあり, 水車の効率も最も高いと考えられる. 第 16 図では  $n=667$ rpm, 第 17 図では  $n=700$ rpm がこの場合にあたり, また第 18 図の  $n=700$ rpm, 第 19 図の  $n=500$ rpm もそれぞれの案内羽根開度における最高効率点に近い運転状態である. いずれも円周方向成分は他の運転状態に比してかなり小さいが, しかし完全には消失していない. このおもな理由は, 羽根車の設計にあたり, 羽根車入口における流れの軸方向成分を半径方向に一様と考えて羽根取付角度を決定したが, これが内側ほど大きい分布をしていたため (前節参照), 羽根車

の外周側では羽根車の回転と同一方向の円周方向成分が残り, 内側ではそれと逆の現象を生じたのであろう. なお S-III の低回転域では M-I と測定位置の相違があるにしてもかなり異なる速度分布を有し, 予想に反した流れをしているが (これは後述の第 21 図からもうかがわれる), この理由は明らかではない.



第 20 図 速度三角形 (S-III, GV-II,  $\alpha_g = 30^\circ$ )

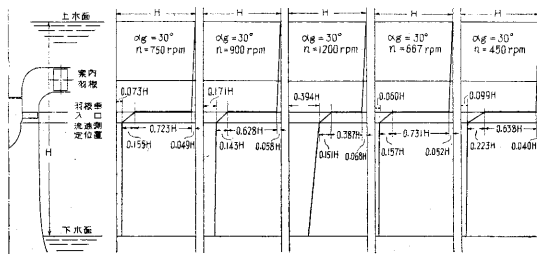


第 21 図  $\alpha_1, \alpha_2$  (S-III, GV-II,  $\alpha_g = 30^\circ$ )

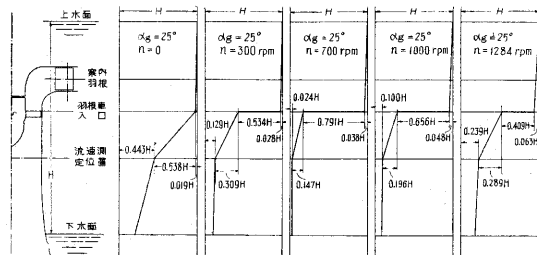
以上の測定結果からそれぞれの半径位置における出口速度線図を描けるが、その一例として第 16 図の  $n=750$  rpm の場合を第 20 図に示した。なお入口速度線図は前節により知ることができるが、入口と出口では流れの軸方向成分の値が異なっていて、流れに半径方向成分の存在することが明らかであり、これがために流線は同一半径位置を通らない。そこで流線の出口半径  $r_2$  に対応する入口半径  $r_1$  を、各区分流量の等しい点として見出し、その位置の入口速度線図を描いて同図と一緒に掲げた。 $r_1$  と  $r_2$  を比較することにより偏流の程度をも知ることができる。なお同図の相対流速  $w_1, w_2$  の方向をそれぞれ羽根入口角  $\beta_1$ 、出口角  $\beta_2$  を基準にとり、 $(\alpha_1, \alpha_2)$ 、S-III の種々の運転状態でそれがどのように変化しているかをあらわしたのが第 21 図である。効率の最も高い  $n=667$  rpm の場合でも  $\alpha_1$  が羽根の根元に近い程不適当に大きな値となっていて、剥離を生じていることが予想される。従ってこれが適当に設計されればさらに効率の増加が期待できよう。

6 水車各部の損失水頭

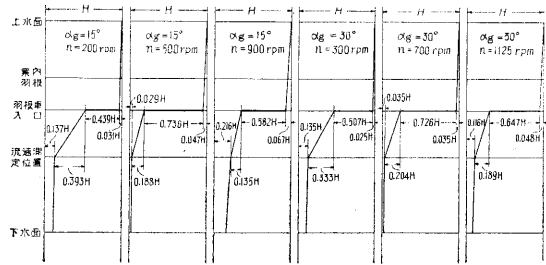
前述の結果を用いて、水車にかかる落差  $H$  が上水面から案内羽根を通して流下し、羽根車を経て吸出管を出るまでに各場所でのどのように費されたかを知ることができる。第 22, 23, 24 図はこれらの大きさが運転状態によってどのように変化しているかを、各場所に対比して描いたものであり、この中で水平の太い実線が羽根車にあたえられて有効仕事となつた量 ( $=\eta H$ ) をあらわす (それぞれの場合に対応する出口流速分布は前節第 16~19 図に掲げてある)。効率の最も高い運転状態 (第 22 図  $n=667$  rpm, 第 23 図  $n=700$  rpm, またこれに近い状態



第 22 図 損失水頭 (S-III, GV-II)



第 23 図 損失水頭 (M-I, GV-I)

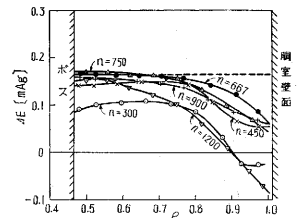


第 24 図 損失水頭 (M-I, GV-I)

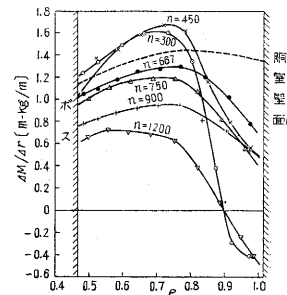
として第 24 図  $\alpha_g=15^\circ, n=500$  rpm と  $\alpha_g=30^\circ, n=700$  rpm) において、吸出管から逃げ去るエネルギーが他の運転状態に比してきわめて小さく、従ってまた羽根車に有効に働いたエネルギーの割合も大きいことが明らかである。換言すれば、羽根車を出た流れに円周方向成分がないように設計することは全く妥当なことであるといえよう。また同図から羽根車通過の際の損失水頭が落差に比してかなり大きいこと (落差の約 14 % 以上) がうかがわれ、この原因を調べることにによりさらに性能向上をはかることが可能であると思われる。

7 羽根の半径方向のエネルギー分布

軸流機械の羽根車の設計にあたっては、普通仕事量が半径方向に一樣となるように設計することが多い。しかしながら羽根車が半径方向の各位置でどのような仕事量を受けもっているかを、いろいろな運転状態について実験的に調べたものはいまだ発表されていないようである。ここでは S-III の羽根車について得た入口および出口流速分布から、各半径位置における、単位重量あたりの水が羽根にあたえたエネルギー  $\Delta E$  [mAq], および半径方向単位長さあたりの羽根の発生したトルク  $\Delta M/\Delta r$  を求めてみた。これを羽根一枚あたりに換算して各半径位置に対して描いたのがそれぞれ第 25 図および第 26 図である。ただし前節でも述べたように羽根の入口と出口では、流れの半径方向成分の存在のために流線の半径位置が多少異なるが、ここではこれらの算術平均値を横軸にとった。この場合動力計で測定したトルク  $M$  と第 26 図の  $\Delta M$  を羽根根元から

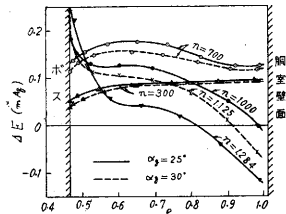


第 25 図  $\Delta E$  の分布 (S-III, GV-II)

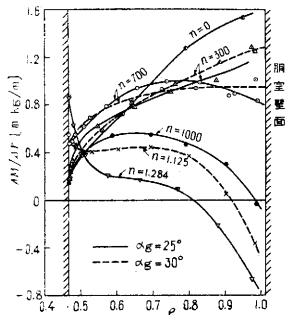


第 26 図  $\Delta M/\Delta r$  の分布 (S-III, GV-II)

先端まで積分した値とは、いずれの運転状態においてもきわめて良い一致を示した。M-Iの羽根車については、羽根出口からかなり離れた吸出管入口で流速を測定しているために、羽根車の入口と出口とで流れの軸方向成分は等しいとし、羽根車出口から流速測定位置まで流れは自由渦巻運動をしたと仮定して $\Delta E$ ,  $\Delta M$ を算出した(第27, 28 図)。この場合ボス下部に回転水柱が大きく生成



第27図  $\Delta E$  の分布  
(M-I, GV-I)



第28図  $\Delta M/\Delta r$  の分布  
(M-I, GV-I)

する高回転域では、 $\Delta M$ と $M$ とはあまりよく一致しなかった。しかしながらこれも定性的にはS-Ⅲの場合と大体同じ傾向を示し、いずれも効率の高い点では $\Delta E$ はその値も大きくほぼ一樣な分布をなし、また回転数が高くなると羽根車の外周側から負のトルクを持つ(逆に羽根車が水流にエネルギーをあたえている)ようになることが明らかである。なお第25, 26 図の破線は、 $\Delta E$ が半径方向に一樣である場合に $\Delta M/\Delta r$ はどのような値になるかをあらわしたものである。S-Ⅲの低回転域( $n=450\text{rpm}$ 以下)では外周側でM-Iと全く異なる分布をしているが、これは流速分布(第16 図)および相対流の方向(第21 図)からも明らかなように非常におかしな流れをしているため(胴室に設けたガラス窓から肉眼でも観察された)、この原因は明らかではない。

## 8 結 言

以上いままでもあまり注目されていなかった軸流水車内の流れの測定を、二種類の案内羽根および羽根車についておこない、羽根車入口および出口流速分布と、これから得た水車各部の損失や各半径位置における羽根の働らき等について述べた。なお円筒型ピトー管による流速測定にあたって、流れにピトー管の軸方向成分(水車でいえば半径方向成分)が存在するときは、その係数も静圧を示す角度も影響されるが<sup>(7)(8)(9)</sup>、軸流水車の構造では羽根車の入口および出口付近における流れの半径方向成分は、その軸方向および円周方向成分に比べてかなり小さいことが予想されるから、得た測定結果は実際の流速とあまり相違はないであろう。しかもこの流速測定によって得た流れの軸方向成分を用いて計算した流量と、直角

三角せきで測定した流量とは、いずれの運転状態においてもかなり良い一致を示したこと、および流速測定値から求めたトルクと動力計で測定して得たトルクとは、やはりどの運転状態でもきわめてよく一致したことは、これらの測定値がかなり信頼し得る値であることを示す証左と考えてよからう。(ただし吸出管入口で測定したM-Iについては、出口流速に円周方向成分がない状態を除いてこれらは余り一致しなかったが、これは前にも述べたようにボス下部における回転水柱の生成と、半径方向成分の増大のためであろう)。なお第4 節で述べたように、羽根車を取除いて測定した流速を運転中の羽根車の入口流速と見なした仮定については、現在の装置を改造し、運転中における入口並びに出口流速を測定して検討するつもりである。それとともに節弦比、羽根角度、羽根枚数等を系統的に変えた羽根車についても同様な実験をおこない、設計資料を整えて軸流水車羽根車の合理的な設計法を確立したいと考えている。

終りにこの研究の一部に電業社原動機製造所の委託研究費と文部省科学研究助成補助金を用いたことを附記し謝意を表したい。(1955, 2, 28)

## 文 献

- (1) 軸流水車の特性についての研究は種々あるが、その主なものを二、三あげると  
兼重：東京帝国大学工学部紀要 第21 巻 5 号 (1938)  
沼知：機械学会誌 第31 巻 136 号 p.530 (1928)  
沼知：機械学会誌 第32 巻 152 号 p.483 (1929)
- (2) これについては「軸流水車の特性について」と題して機械学会東京秋期講演大会(1954. 11. 28)において講演した。
- (3) 兼重：(1)に同じ  
兼重他2名：機械及電気 第3 巻 4 号 p.627 (1938)
- (4) 沼知：機械学会誌 第34 巻 171 号, p.986: 17 号, p.1580 (1931)  
沼知・淵沢：機械学会論文集 第4 巻 17 号 p.337 (1938)
- (5) S. P. Hutton: Proc. I. M. E. vol. 163 p.89 (1950)
- (6) フランス水車については次の報告がある  
山崎他：日立評論 第35 巻 10 号 p.33 (1953) 第36 巻 4 号 p.7 (1954)
- (7) 沼知：(4)に同じ
- (8) 井伊谷：名古屋大学工学部研究報告Ⅲ-1, Ⅲ-2 (1950)
- (9) 石原・平山：生産研究 第2 巻 9 号 (1950)