

貫流水車

Cross-flow Turbine

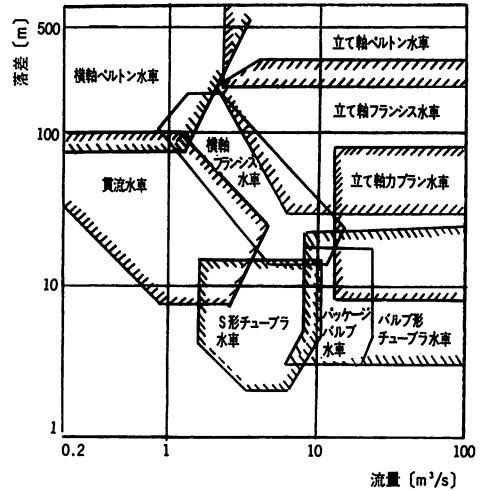
豊倉 富太郎* 金元 敏明**
Tomitaro Toyokura Toshiaki Kanemoto

1. はじめに

我が国の水力発電については、明治23年7月栃木県鹿沼に最初の発電所が建設され、出力48.5kWの発電機により工場照明が行われて以来¹⁾、経済的な理由から大容量化が著しく、すでに国内用では300MW、海外用としては700MW級の水車が製作されている。また、我が国では採算のとれるような地点についてはすでにほとんど開発つくされており、現在では余剰電力貯蔵のための大容量揚水発電所の建設が主として進められている。

一方、中小水力発電*については、建設単価が高くなるなどの理由により開発が遅れていたが、ローカルエネルギーの開発という意義もあり最近再検討が行われている。現在行われつつある第5次包蔵水力調査によれば、一般水力ではなお2,500地点、1,600万kWが開発可能であるといわれており²⁾、その外にも農業用水の利用や治水ダムの利用を含めるとさらに包蔵量は増加するものとみられる。しかし、中小水力の具体的な利用状況は発電所建設が徐々に多くなりつつあるが、その数はまだまだ少ない。建設費の割高、発生電力の有効利用法、法律、手続き上の問題あるいはプラントエンジニアの不足などいろいろな問題点が指摘されており、それらの解決が望まれる。

中小水力用水車としてはいろいろな形式のものが考えられる。たとえば渦巻ポンプを逆転させることにより比較的効率よく水車運転を行うことができるが流量調節ができない、価格が安く、運転保守が容易であって、回転数制御を行いうることが小形発電用水車として必要条件と思われる。ここではこれらの条件を満し構造が簡単な水車として最近注目を集めている貫

図-1 小水車選定図の一例³⁾

流水車について、筆者らの研究成果を交えながら概要を紹介することにする。なお、図-1は小水力に適した水車の適用範囲を示す1つの例である³⁾。

2 貫流水車とは

クロスフロー水車とも呼ばれ、その原形は古く1903年英国のA.G.M. Mitchellによって発明され、後にブダペスト大学のD. Banki教授が改良を加えたものがバンキタービン (Banki turbine) と呼ばれている。一つの軸に取付けられた2枚の円板の間に多数の翼弦長の小さな羽根を並べたランナに、矩形断面のノズルから出た噴流が流入する。噴流はランナを横切って流れる。ノズルは水圧鉄管に連っており、噴流は大気中でランナを通過するから、当初圧力ヘッドを有せず速度ヘッドのみでランナに作用する衝動形の水車と考えられていた。しかし、その速度特性はペルトン水車と

* 横浜国立大学工学部教授

〒240 横浜市保土ヶ谷区常盤台156

** 横浜国立大学工学部助手

* 中小水力の定義は明確ではないが、2万kW～5万kW程度のもの中水力、1,000～2万kWを小水力、1,000kW以下をミニ水力などと区別しているようである。

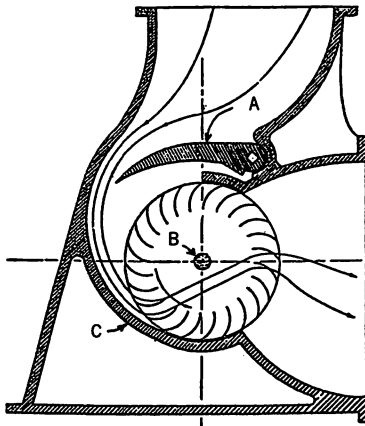


図-2 バンキタービン⁴⁾

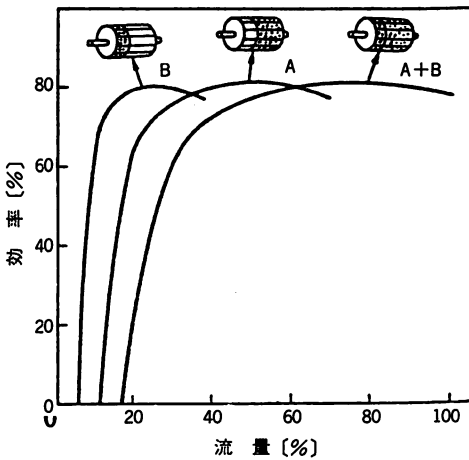


図-3 流量特性¹⁾

フランスス水車の中間の傾向をもっている。

バンキタービンはドイツで更に改良が加えられ、図-2に示すように、ゲートAをランナ入口に設け噴流の幅を制御して流量調節を行えるようにした⁴⁾。その後更に効率よく流量調節を行うためにゲートAの代りに1枚の案内羽根をノズル出口近くに設け開閉させる方法が採用され現在に至っている。案内羽根を全閉とし流量零までの運転が可能であるが、案内羽根開度を小さくし、流量を半分程度にすると水車効率が低下する。この対策として、ノズル部面積を軸方向に1:2の割合で仕切り、各室の案内羽根を独立して開閉できるような構造とすることがある。各室をA, B (A > B) で表わせば、A + B, A, Bと3通りの運転が可能となるので、それぞれ案内羽根開度が全開に近い状態で運転でき流量の広い範囲にわたってよい効率が期待できる (図-3)¹⁾。

図-4に現在採用されている貫流水車の構造の概略を

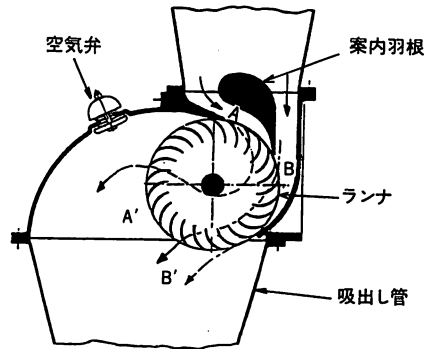


図-4 貫流水車⁵⁾

示す⁵⁾。ノズルから出た流れの一部はランナ羽根を通過してランナ内部に入り、再び羽根を通過して吸出し管へ流出する (A → A')。その際ランナ内部の噴流は主軸に当たらないことが必要であるから、主軸の上方あるいは下方を通るような構造がある。またノズルから出た流れの一部はランナ内部へ出ることなく遠心力により直接流出し吸出し管へ流入する (B → B')。なお、ランナに作用するのはノズルからの噴流のみであり周囲は空気を存在させる必要があるので、吸出し管上部の水にランナ外周を接触させないことが必要で、このため空気弁により外部より多少の空気を水車室へ吸入させるようにしている。

3. 貫流水車の作用

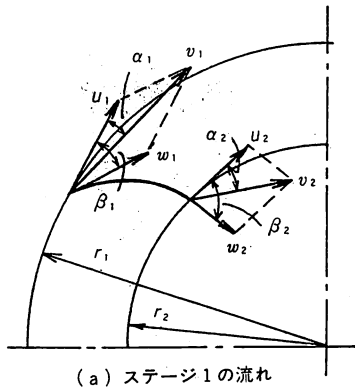
次節に示すように貫流水車内の流れは複雑で、その作用も明確でない点が多いが、作動原理の大略を理解するためランナを通過する流れについて古くから知られている一次元流線による水車作用を説明することにしよう。図-5に示すように、ノズル部を出た流れは最初にランナ羽根を通過する際 (Stage 1) 流れの方向を変えてランナ内側へ入る。水は再びランナ羽根を通過して流れの方向を変える (Stage 2)。ランナ周速を u 、絶対速度を v 、相対速度を w とし、 u と v のなす角を α 、 u と w のなす角を β とする [図-5(a)]。また Stage 1, 2 の入口, 出口を示すのにそれぞれ添字 1, 2, 3, 4, をを付ける。水力効率 η_h 、有効落差を H とすると

$$\eta_h g H = (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2) + (u_3 v_3 \cos \alpha_3 - u_4 v_4 \cos \alpha_4) \dots \dots (1)$$

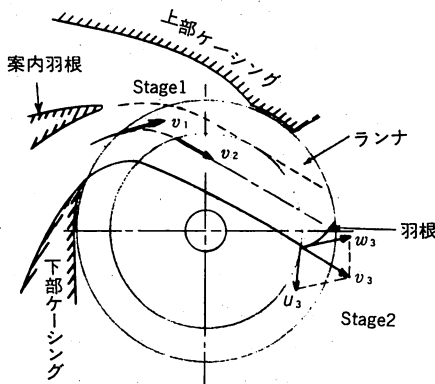
が成立つ。 $u_2 = u_3$ であるからランナ内側で直線状の噴流になるものとすれば $\alpha_2 = \alpha_3$ 、 $v_2 \approx v_3$ とおけるので、式(1)は簡単になり

$$\eta_h g H = u (v_1 \cos \alpha_1 - v_4 \cos \alpha_4) \dots \dots (2)$$

$$= u w_1 (\cos \beta_1 - k \cos \beta_4) \dots \dots (2')$$



(a) ステージ1の流れ



(b) 羽根車内の流れ

図-5 羽根車内の流れと主な記号

ただし,

$$u = u_1 = u_4, \quad v_1 \cos \alpha_1 = u_1 + w_1 \cos \beta_1, \\ v_4 \cos \alpha_4 = u_1 + w_4 \cos \beta_4 \dots\dots\dots(3) \\ w_4 = k w_1 \quad (k < 1) \dots\dots\dots(4)$$

この関係はペルトン水車の基礎式と同じ形であり、単純化して考えれば貫流水車ランナはペルトン水車のランナと同一作用とみなせる。水の相対流れがランナ羽根に沿うものとするれば

$$\beta_4 = \pi - \beta_1 \dots\dots\dots(5)$$

となるから式(3)(4)および(5)を式(2)に代入すると

$$\eta_h = \frac{1}{gH} u_1 (v_1 \cos \alpha_1 - u_1) (1 + k) \dots\dots\dots(6)$$

$H = v_1^2 / 2g$ とおくと η_h を最大にするのは

$$u_1 = \frac{1}{2} v_1 \cos \alpha_1 \dots\dots\dots(7)$$

でありそのとき

$$\eta_{h \max} = \frac{1}{2} \cos^2 \alpha_1 \cdot (1 + k) \dots\dots\dots(8)$$

したがって、 α_1 は小さいほど望ましいが⁴⁾⁶⁾、製作上の問題とランナへなるたけ一様に流入させるという

ことから $\alpha_1 \approx 16^\circ$ 付近が適当と言われている⁴⁾。また、式(3)(8)および $\alpha_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1$ から $\beta_1 \approx 30^\circ$ がえられる

上述のことは貫流水車に関する基礎的な考え方として、現在でも設計の基本となっているが、問題と考えられるものを列挙すると、(I)ノズル出口で円周上に一定な w_1, β_1 をもつ流れが得られにくく、しかも $v_1 < \sqrt{2gH}$ となる。(II)ランナ羽根を通過する流れは、通常の水車のように円周上ではほぼ一樣な流れとなっておらず流れが複雑である。(III)Stage 1からの出口流れは β_2 が円周方向に一定でなく w_2 も変化する。(IV)ランナ内部の流れも1つの代表流線で説明しうるほど単純ではない。(V)Stage 2では入口部ではく離を生じ易い。(VI)したがってStage 2の出口でも排棄損失が存在する。(VII)前節で述べたようにランナ内部へ流出することなくそのまま流出する流れも存在し、特に複雑なものとなっている。(VIII)落差が大きいたまは、特に非設計点でのキャビテーションが無視できなくなる。

次に、実際の貫流水車の性能と内部流動状態について一般的な傾向を説明する。

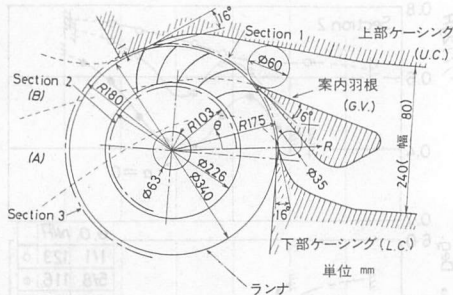
4. 貫流水車の性能と内部流れ

4.1 性能

図-6に示すような模型貫流水車の性能を有効落差 $*H = 1.7 \text{ m}$ のもとで求めた⁷⁾。3つの案内羽根開度(G.O. = 1/1 (全開), 5/8 および 1/2) について速度特性を図-7に示す。 $n\sqrt{H}$, P/H^3 , Q/\sqrt{H} はそれぞれ単位落差当りの回転数、出力および流量 η は効率である。実線はランナ内部に主軸を設けない場合、破線は設けた場合であって、 n が小さいところで多少の差異があるが、ほとんど変わらない。なお、図中の効率曲線上に矢印で示した範囲では、各案内羽根開度でランナ内部の流れが主軸に接触している。

流量についてみると、G.O. = 1/1 では n の増大につれて直線的にやや減少する傾向をもつが、G.O. が小さくなってくるとほぼ一定となる。また、効率 η および出力曲線は放物線形に類似しており、最高効率の値は79%である。そのとき $n/\sqrt{H} = 123$ で式(7)から求まる値の $n/\sqrt{H} = 120$ に近い。

* 貫流水車の有効落差の決定法はまだ明確でない。とくに吸出し管を用いる場合は吸出し管内の流れが気液混相となるので吸出し高さの決定が難しい。ここでは吸出し管を用いていないのでノズル中央の高さを基準にして水車入口の全ヘッドから有効落差を定めた。なお、ランナ中心の高さを基準とすることも多い。



注) 羽根幅80mm, 羽根数20枚
羽根入口角30°, 羽根出口角79.4°

図-6 模型貫流水車

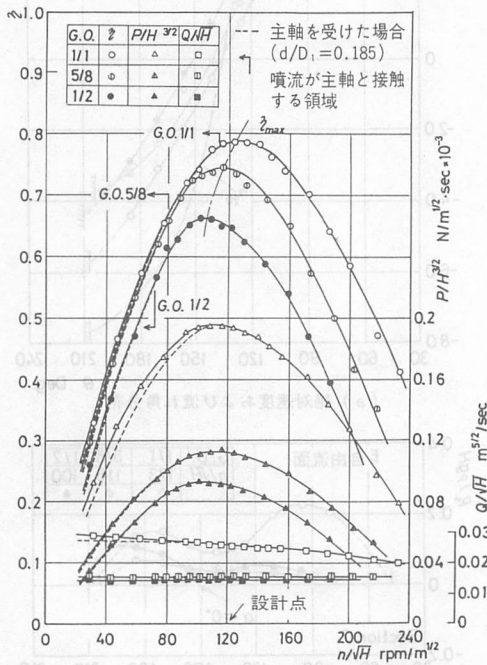


図-7 速度特性

次に、3通りの n/\sqrt{H} に対し案内羽根開度を变化させて求めた流量と効率の関係を図-8に示す。ここに Q_n は各 n/\sqrt{H} に対し $G.O. = 1/1$ における流量を示す。回転数の減少につれて効率低下が始まる流量は小さくなる事がわかる。 $n/\sqrt{H} = 120$ では $Q > 0.6Q_n$ の範囲で効率がほとんど変わらない。案内羽根開度が小さいとき、効率の低下に比べて出力低下が著しいのは流量の減少が著しいためである。

4.2 内部流れ

図-9はランナ側板を除去し、ケーシング壁に油膜(二酸化チタン+流動パラフィン+オレイン酸)を塗り数分間運転することでえられた絶対流れの流跡線である。また、 $G.O. = 1/1$ 、 $5/8$ および $1/2$ とした場合の最高効率点における流れを、ノズル出口(ランナ入口、

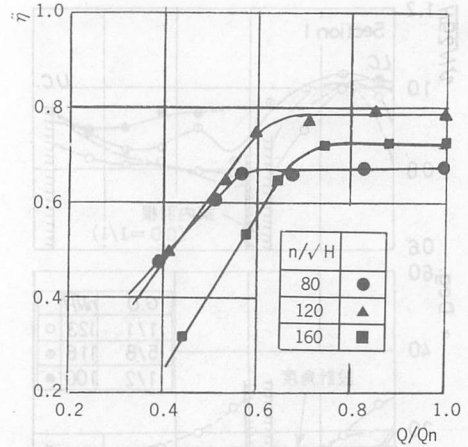
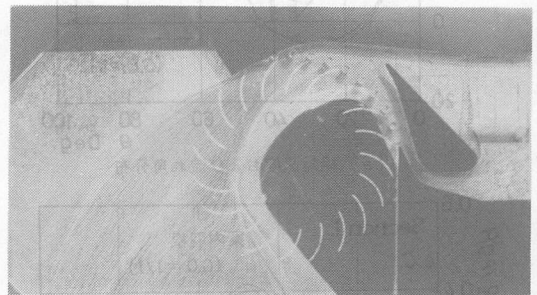
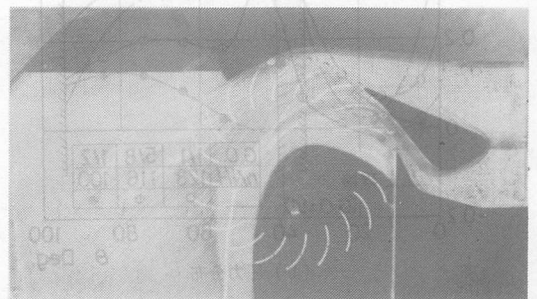


図-8 流量特性



(a) 設計点の流れ($G.O. = 1/1$, $n/\sqrt{H} = 123$)

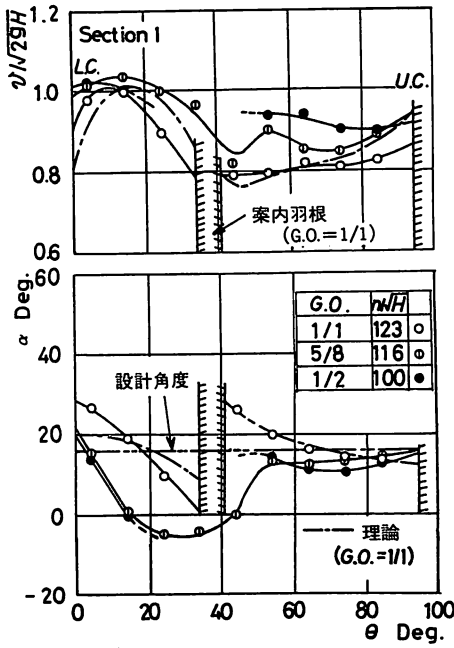


(b) 部分流量における流れ($G.O. = 5/8$, $n/\sqrt{H} = 116$)

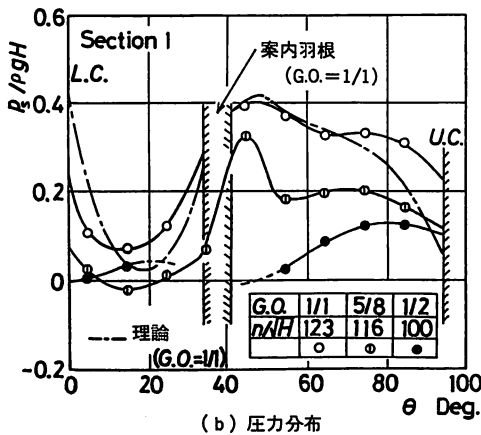
図-9 油膜法による絶対流跡線

Section 1), ランナ内側 (Section 2), ランナ直後 (Section 3) において測定した結果を示す。

(1) Section 1 の流れ ノズル出口における絶対速度 v , 流れ角 α および静圧 P_s 分布を図-10に示す。 α は図-5に示すものと同じであり、ランナ内に向かうものを正、外に向かうものを負としている。 θ については図-6参照。一点鎖線は流線曲率法による理想流体としての解析結果⁸⁾であり、ランナの影響を考慮しないで計算したものである。また、図中の斜線をほどとした部分は案内羽根 ($G.O. = 1/1$) と上部ケーシング壁を示している。



(a) 絶対速度および流れ角分布

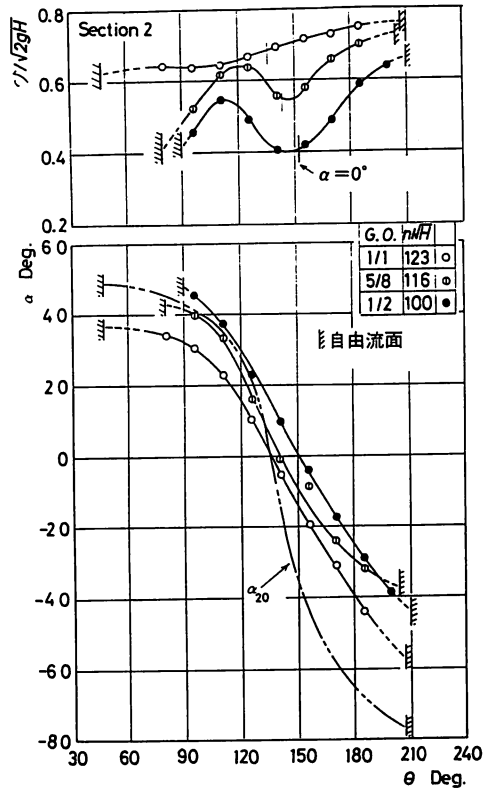


(b) 圧力分布

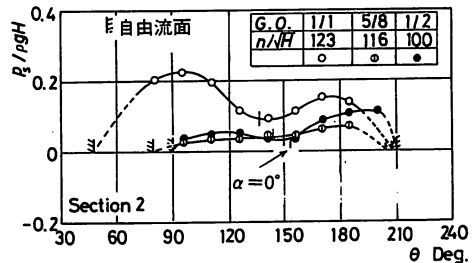
図-10 Section 1 の流れ

G.O. = 1/1 では案内羽根下方流路の中央部を除いて $v < \sqrt{2gH}$ であり P_2 は正の値をとる。特に案内羽根上方流路で P_2 の値は大きい。計算結果も同様な傾向を示している。したがって、 α も無衝突流入角度 16° (一定な半径方向速度成分を仮定して求めた値) と一致しない。また、この速度分布に基づいて求めたランナ入口での相対流入角 β も $20^\circ \sim 60^\circ$ の範囲で変化しており、羽根入口角 30° と相違し、衝突損失を生じることになる。

G.O. = 5/8 の場合、下部ケーシング壁近くでは $\alpha > 0$ の流れがみられるが $\theta = 15^\circ \sim 45^\circ$ の範囲において $\alpha < 0$ となっている。このことは案内羽根の負圧面に沿って前縁から後縁に向かいまわり込む流れ(コアンダ



(a) 絶対速度および流れ角分布



(b) 圧力分布

図-11 Section 2 の流れ

効果) となり、 $\theta = 50^\circ$ 付近で案内羽根圧力面に沿う流れと合流し流速は増大している(図-9(b))。特に G.O. = 5/8 では $\theta = 10^\circ \sim 20^\circ$ 、G.O. = 1/2 では $\theta = 20^\circ \sim 50^\circ$ の範囲で圧力が低下し、ランナ直前で大きな気泡が観察された。このように案内羽根開度が小さいときは、ノズル下側の流路がチョーク状態となり、特に G.O. = 1/2 の場合はその影響が著しい。このため、案内羽根開度を小さくすると流量の減少は著しく(図-7)、また効率低下の原因になると思われる。

(2) Section 2 の流れ 羽根から流出した流れと、再び羽根へ流入する流れに対応する Section 2 の流れを図-11に示す。 $\alpha = 0^\circ$ となる角 θ が両者の境界を示し、それより左方が前者の流れ右方が後者の流れであ

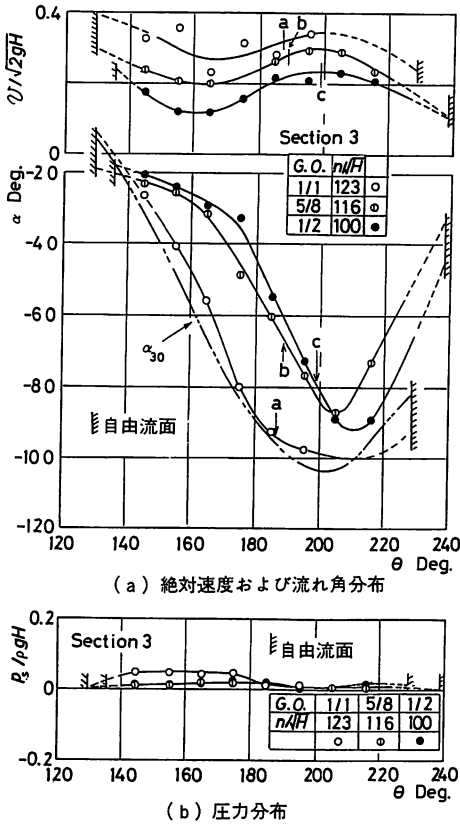


図-12 Section 3 の流れ

る。また、 α_{20} は G.O. = 1/1 について各測定位置で実測の半径方向速度成分をもつ流れがすべりなく流出し、さらに無衝突で流入すると仮定した場合の α の値を示す。したがって、流出領域で $\alpha > \alpha_{20}$ となることは角超過があることを意味し、流入領域で $|\alpha| < |\alpha_{20}|$ となることは入口での衝突損失が存在することを示している。

G.O. = 1/1 では、Section 1 で羽根へ流入した流れは $\theta = 47^\circ$ (一次元流れとしての計算値は 43.7°) 移動して羽根を通過し Section 2 に達している。また、羽根を出た流れは曲げられるため (図-9(a)) 遠心力の影響を受け P_s は θ の増大とともに増大する傾向をもつが、 $\alpha = 0^\circ$ 近傍では混合損失の増大のため減少している。 $\theta > 120^\circ$ で絶対速度 v が大きくなるのは仕置ヘッドの減少によるものと思われる。

案内羽根開度が小さくなると、Section 1 での流入範囲が狭くなるのに対応し、Section 2 の流れの範囲も狭くなり、損失の増大のため全ヘッドは減少する。
 (3) Section 3 の流れ この領域における流れ (図-12) は、Section 1 から流入して直接流出するものと、Section 2 から流入したものよりなっており、その境

表 1 仕事率および流量割合

Section	1 → 2		2 → 3	1 → 3	
	ϵ_P	q/Q	ϵ_P	ϵ_P	q/Q
G.O.					
1/1	0.45	0.67	0.31	0.24	0.33
5/8	0.45	0.65	0.28	0.27	0.35
1/2	0.53	0.62	0.15	0.32	0.38

界はそれぞれ a, b, c で示してありそれより左方が前者である。また、図中の α_{30} は G.O. = 1/1 の場合について、実測の半径方向速度分布をもつ流れがすべりなく流出したと仮定した場合の値であって、実測の α と同様な傾向を示す。 $\alpha = -90^\circ$ で絶対流れが半径方向を向くことになる。 α が小さいところで羽根からの流出流量が多くなっており、その範囲での角運動量は小さい。一方 Section 1 から直接流出する θ の小さい領域では周方向速度成分は大きいとその流量は比較的小さい。

4.3 仕事率と流量割合

Section 1 → 2, 2 → 3, 1 → 3 の区間で羽根を通過する際、水がランナにした仕事率の割合 ϵ_P (=各区間での仕事率/全仕事率) と各区間を通る流量割合 q/Q を表 1 に示す。約 2/3 の流量が Section 1 → 2 → 3 を通り、仕事率の割合も G.O. = 1/2 を除けば余り変わらない。特に、Section 2 → 3 間の仕事率割合が大きいのが注目される。

5. おわりに

貫流水車の歴史は古いが大容量水車の開発の影に隠れ流れの解明が遅れている。最近この問題が見直され研究成果も徐々に発表されつつある^{7)~10)}が、今後の研究が期待される。

文 献

- 1) 石崎・古市; 小水力発電読本 (昭57), オーム社
- 2) 山田; ターボ機械, 9-11 (昭56), 693.
- 3) 久保田; 機誌, 83-745 (昭56), 1509.
- 4) Mockmore, C.A.; The Banki Water Turbine, Bull. Series No.25 (1949), Oregon State College.
- 5) Haimerl, L.A., Water Power (1960), 5.
- 6) Sonnek, E., Theorie der Durchströmturbine (1923), Berlin.
- 7) 鈴木・ほか2名; 第10回ターボ機械講演論文集 (昭56), 37.
- 8) 豊倉・ほか2名; 第12回ターボ機械講演論文集 (昭57), 77.
- 9) 福富・ほか5名; 機講論, 820-10 (昭57), 119.
- 10) Scheer, W.; VDI-Berichte Nr. 424 (1981), 203.