極浅水流を有効利用するジャイロ形水車の開発*

(第1報, ロータの作動原理と水車運転の実証)

金 元 敏 明^{*1}, 稲 垣 晃^{*2}
三 角 春 樹^{*3}, 木 下 浩 彰^{*4}Development of Gyro-Type Hydraulic Turbine Suitable for Shallow Stream
(1st Report, Rotor Works and Hydroelectric Power Generation)Toshiaki KANEMOTO^{*5}, Akira INAGAKI,
Haruki MISUMI and Hiroaki KINOSHITA^{*5} Faculty of Engineering, Kyushu Institute of Technology,
1-1 Sensui, Tobata-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 804-8550 Japan

We are under obligation to coexist with natural ecosystem, for the next leap in the hydroelectric power development. In such circumstances, this paper proposes a new type hydraulic turbine, named "Gryo-Type Hydraulic Turbine", accompanying with the principle of the rotor works and the model test results. The rotor is composed of some blades with high aspect ratio and is submerged nearly parallel to the stream. The turbine is suitable for shallow streams with high velocity in mountain torrents and/or rivers. The rotor has the self-motive power and is driven by the drag force of the blade facing to the downstream at the low rotational speed. With the increase of the rotational speed, the rotational torque comes to be caused successfully by the lift forces of the blade not only facing to the upstream but also facing to the downstream. The maximum output is at higher rotational speed, which is desirable as the turbine performance for the mini/micro hydroelectric power generation.

Key Words: Water Turbine, Turbomachinery, Fluid Machinery, Gyro-Type Hydraulic Turbine, Hydroelectric Power, Shallow Stream, Mini/Micro Hydropower, Rotor, Runner

1. 緒 言

地球の温暖化防止に向けて、発電部門においても二酸化炭素排出量の減少が求められている。各種発電方式の中でその総排出量が最も少ない方式は水力発電であり⁽¹⁾、他のクリーンな自然エネルギー資源に比べて密度が格段に高く、かつ電力の安定供給が可能な利点を有している。一方、従来のようなダムを要する一極集中形大規模水力発電施設の建設は自然の生態系を破壊する欠点もある。したがって、これからの水力発電を促進するためには、いまだ包蔵量の多い中小河川を対象とした、地球にやさしいミニ/マイクロ水力発電技術の強化が望まれる⁽²⁾。この場合、従来技術⁽³⁾の延長線上も考えられるが、上述の水環境には適さないものが多く、たとえ適しても導水管や据え付けベッドなどの敷設が必要となり、生態系への影響を避けることができない。

上述のことを踏まえて著者らは、据え付けベッドを要せずワイヤ1本で簡単に係留できる相反転方式水力発電機をすでに提案した⁽⁴⁾⁽⁵⁾。本研究では、さらに新たな水車形式を提案する。すなわち、ロータ(ランナ)の回転面を流れに対して平行に近くとり、水深の浅い河川などで川幅いっぱいの速度エネルギーを吸収することを旨とするもので、新エネルギー大事典⁽⁶⁾と同様に「ジャイロ形水車」と呼ぶことにした。導水管などの土木工事なしで簡単に設置することができ、水流のかく乱も少なく自然の生態系にやさしい水力発電の一方方法である。研究の第一歩として、本報告では、ロータの作用を述べるとともに、対称翼形の簡単なブレードからなるロータを用いた実験によって水車運転が可能なることを実証することにした。

2. ロータの作用

流れの中に置かれた単独翼には相対流れに垂直な方向に揚力が、相対流れ方向に抗力が作用する。これらの合力が翼に生じる実際の力となる。図1に示すように、回転軸を境にして前後縁を入れ替えた左右一対のブレード(翼)からなるロータ(回転翼、ランナ)の回転面を流れに対して若干傾ける。このとき、静止した状態で理想的には、上流を向いたブレード(図1中左)に

* 原稿受付 2003年4月18日。

^{*1} 正員、九州工業大学工学部(☎804-8550 北九州市戸畑区仙水町1-1)。^{*2} 正員、(株)電業社機械製作所(☎411-8560 三島市三好町3-27)。^{*3} (株)デンソー(☎448-8661 刈谷市昭和町1-1)。^{*4} 九州工業大学大学院。

E-mail: turbo@tobata.isc.kyutech.ac.jp

Fig. 1 Rotor with two blades of Gyro-Type Hydraulic Turbine

(a) Blade facing to upstream

(b) Blade facing to downstream

Fig. 2 Velocity triangle at lower rotational speed

は揚力 L が大きいために流れに逆らった推進力 F_L が生じ、下流を向いたブレード (同図中右) には抗力 D が大きいために流れ方向に推進力 F_D が生じる。これらは水車運転開始時の自己起動力となる。

起動後しばらくの間、下流を向いたブレードの抗力は増加傾向にあり (図2)、回転速度の増加に寄与する。回転速度が増加して同ブレードに対する相対流れ方向が回転軸と平行に近くなると抗力は推進力 F_D 成分を失い、さらに回転速度が増すと逆に揚力が F_D 成分を担うようになる (図3)。一方、上流を向いたブレードは回転速度の増加とともに無衝突流入状態に近づく。このとき、揚力係数は減少するが、それ以上に揚抗比は減少し (翼形にもよるが) 相対速度の増大と相まって、結果として揚力による推進力 F_L が生じると考えられる。すなわち、本提案のロータ作用は低回転速度領域で揚抗力混合形、高回転速度領域で揚力形といえる。

上述したロータ作用は図1の姿勢で考えると容易に理解できるが、回転トルクを発生させる揚力と抗力はブレード1回転中に変化するので取扱いが極めて複雑になる。それらを的確に議論するまでには至っていない

Fig. 3 Velocity triangle for the blade facing to downstream at higher rotational speed

いで、ここでは理解を助けるための第1段階として、ロータ回転面の傾き角 $\kappa = 20^\circ$ 、ブレードの取付角 $\beta = 0^\circ$ の場合について、ブレード1回転中における、相対流れのブレードスパン方向への傾き角 μ 、迎え角 α および水流速度 (絶対速度 v) で除した無次元相対速度 W の変化を、一様流のもとで幾何学的に求め図4に示す。ここに、

$$\mu = \tan^{-1}\{(\cos \kappa + \lambda \cos \theta) / \lambda \sin \theta\} - \pi/2 + \theta \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$W = [\{\cos \kappa \cos(\theta - \mu) + \lambda \cos \mu\}^2 + \sin^2 \kappa]^{1/2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\alpha = \tan^{-1}[\sin \kappa / \{\cos \kappa \cos(\theta - \mu) + \lambda \cos \mu\}] + \beta \quad \dots\dots\dots (3)$$

θ はブレードの回転角、 λ は周速比 (= ブレードの周速度/水流速度) である。相対流れは μ が正のときハブ側 (内側) に向かい、負のとき羽根端側 (外側) に向かう (その境目 $\mu = 0, \pm 180^\circ$ における流れの状態はそれぞれ同じ)。また、 μ の絶対値が 90° 以下では前縁から後縁に向けて、 90° を超えると後縁から前縁に向けて流れる。これらのことをポンチ絵で図4(a)に示した。周速比 $\lambda = 0.94$ はブレードの周速度が水流速度のロータ回転面への投影成分 (= $v \cos \kappa$) と一致する場合であるが、その λ を境に θ に対する μ と α の傾向は一変する [図4(a), (b)]。すなわち、静止状態 ($\lambda = 0$) を含めて周速比 λ が 0.94 より小さい範囲の相対流れは $\theta = 180^\circ$ の位置までハブ側に向かうが、その途中の $\mu = 90^\circ$ に達した θ の位置で流入する方向が前縁から後縁に変化する。 $\theta = 180^\circ$ を超えて元の位置 ($\theta = 0^\circ$) に戻るまでは羽根端側に向かって流れ、その途中で流入方向は後縁から前縁に変化する。相対流れ方向 μ が $\pm 90^\circ$ で流入方向が変わるが、そのとき迎え角 α は不連続的に急変する。これに対し、周速比 λ が 0.94 を超えると、ブレードの回転角 θ によらず流れは前縁から流入するようになり (μ の絶対値が 90° 以下)、 λ の増加とともに1回転中における μ と α の変化は減少する。相対速度 W も当然周速比によって異なる [図4(c)]。静止時の相対速度は絶対速度 (水流

(a) Flow direction

(b) Incidence angle

(c) Relative velocity

Fig. 4 Flow conditions around the blade in rotating

Fig. 5 Model Gyro-Type Hydraulic Turbine

速度)と同じなので θ によらず一定 ($W=1$) となるが、回転すると $\theta=180^\circ$ の位置で最も遅くなる。周速比 $\lambda=0.94$ のときこの位置で相対速度は極小値をとるが、この値は水流速度のロータ回転面に垂直な成分 ($=v \sin \kappa$, 迎え角は $\alpha=90^\circ$) である。

周速比は半径に比例するから、たとえ回転速度を一定に保っても、実際のブレードでは図4に示したような流れの状態が混在することになる。相対流れの状態はロータ回転面の傾き角 κ 、ブレードの取付角 β などによって異なってくるが、図4のような検討は好適なブレード形状を求める際の重要な手がかりとなるので、今後、実験的検証を踏まえながら評価する必要がある。

3. 試作モデルと実験方法

上述の着想を実証するため、ブレード3枚(黄銅製)からなる回転直径 $D=500$ mm のロータモデル(ハブ径 70 mm)を試作した(図5)。なお、ここでは最初でもあり、反りのない NACA 0018 翼形⁷⁾からなる翼弦長 40 mm の二次元ブレードとした。ロータの回転軸(ステンレス製、径 14 mm)はトルク検出器と増速ブーリーを介してインバータで再生制御できる電動機に連結されている。これら一連の装置はベースごと傾くようになっており、流れに対する回転面(軸)の傾き角 κ を変化させることができ、また回転面に対するブレードの取付角 β も変えることができる。

上記モデルは開放形水路(幅 667 mm, 水深 215 mm)に設けられており、今回の実験ではロータ上流

側 80 mm の位置における主流速度を $v=0.777\text{m/s}$ に保った。水路壁面の境界層が水深の 12% 程度あるものの、ロータを設ける領域の流れはロータがない場合、幅方向および水深方向にほとんど一様となっている。ロータが回転するとおもに後流側に波打ちを伴う水位低下が観察されたが、本報では研究の第一歩として水車運転の可能性を調べることに主眼を置いているので、これらの影響は無視することにした。これらについては、ロータまわりの流れを報告するときに改めて議論する予定である。ブレード外端の周速度と翼弦長からなる実験レイノルズ数は $Re=3.1\times 10^4\sim 2.5\times 10^5$ であり、実用化への資料としてはいくぶん小さいかもしれないが、水車運転の可能性を調べる本報の目的には支障がない。本報に示す実験値はロータ 10 回転分以上の平均値であるが、回転トルクについては軸受などの機械トルクの影響を除外するため、ロータを空転させたときの値を加算した。なお、回転トルクや回転速度はブレード枚数に応じて周期変動し、その振幅は回転系の慣性質量や負荷に依存するが、これらについては後の報告に譲ることにした。

4. ロータの回転トルクと出力特性

ロータ全部が水中に没する回転面の傾き角 $\kappa=20^\circ$ の場合について、ブレードの取付角 β を変えたときの回転トルク特性を図 6 に示す。ここに、 N_{11} は単位回転速度 $[=nD/H^{1/2}, (\text{m}, \text{min}^{-1})]$ 、 n : 回転速度、 H : 落差 $(=v^2/2g)$ 、 M_{11} は単位回転トルク $[=M/D^3/H, (\text{m}, \text{N}\cdot\text{m})]$ 、 M : 回転トルク] である。また、 S_D はロータ径 D を流れ方向から見た投影長さ $(S_D=D \sin \kappa)$ である。本ロータは自由流中で回転するので、風車に対する相似則のほうが適しているかもしれないが、ここでは水車の相似則によって整理した。ブレードの取付角 β が小さい(負)と極低回転速度で高回転トルクとなるが、回転速度の増加は望めない。図 7 の実線は $\beta=-30^\circ$ の場合について、1 枚のブレードを回転軸まわりに順次移動させて測定した静止トルクである(回転方向を正)。翼弦と流れ方向が一致し前縁が下流を向いたとき最大となり $(\theta=180^\circ \text{ 付近})$ 、前縁が上流を向いたとき最低となる $(\theta=0, 360^\circ \text{ 付近})$ 。すなわち、前述の回転トルクは流れに対して後ろを向いたブレードの抗力によるものと考えられ、これがロータ回転の自己起動力となる。図 7 には翼の完全特性⁽⁷⁾から求めた静トルクを○印で示すが、ハブなどの影響がある測定値に比べていくぶん大きめの値となる。なお、ブレードを 3 枚に戻して同様な方法で測定した静止トルクの 1 回転分平均は図 6 の結果を外挿した値と

Fig. 6 Rotational torque of the rotor at $\kappa=20^\circ$

Fig. 7 Torque of one blade at $\kappa=20^\circ$

Fig. 8 Output of the rotor at $\kappa=20^\circ$

なる。

取付角 β の増加(負の取付角が減少)とともに自己起動力が弱まる反面、高回転速度領域で回転トルクが大きくなる(図 6)。単位回転速度 $N_{11}=84.3 \text{ m}, \text{min}^{-1}$ がブレード外端における周速比 $\lambda_\tau=1$ に相当するが、それよりも速いところで最大トルクが得られるようになる。このことは回転速度の増加とともに、前縁が下流を向いたブレードも徐々に揚力形として作用しつつあることを物語っている。このとき、1 枚のブレードについてみても、1 回転中の実測回転トルクが負になることはない(図 7 の破線)。さらに取付角 β が増す

と(正の取付角), 前縁が上流を向いたブレードの抗力が増大するため, 回転トルクは急激に減少する(図6)。このとき, 下流を向いたブレードの抗力は減少するから自己起動力もなくなる(図には表示していないが, 低回転速度領域で負の回転トルクになる)。

単位回転速度 N_{11} に対する単位出力 $P_{11}[=P/D^3/H^{3/2}]$ (m,kW), P : 出力]を図8に示す。上述の回転速度と回転トルクの関係に対応して高回転速度領域で最大出力となる。本ブレードでは, 回転面の傾き角 $\kappa=20^\circ$ のとき取付角 $\beta=0^\circ$ で最大出力が得られ, その点における周速比 λ_r は約3.3となる。

5. ロータ回転面の傾きと水車特性の関係

本ロータが水車として有効なことを4章で確認したので, 水面から測ったロータの没水深さを同一に保ち ($S_D/D=0.342$, 水流速度を定めたロータ上流側80 mmの位置における値), ロータ回転面の傾き角 κ を変えてみた(図9, A_P : ロータの没水部分を流れに垂直な面に投影した面積)。この場合, 傾き角が $\kappa=20^\circ$ を超えるとロータの一部が大気中に露出し, 水面におけるブレードの出入りによる衝撃があり, 実用化に際しては, 材料疲労のみならず水の飛散や騒音などの問題を解決する必要がある。しかし反面, 自然の生態系

Fig. 9 Rotating plane angle κ and effective projected area A_P (submerged area)

Fig. 10 Effects of the rotating plane angle κ on rotational torque

保護のため水力発電施設に昨今要求されている溶存酸素の保証(強制的に空気の入注が求められる場合もある)⁽⁸⁾には有利となる。ロータ回転面の傾き角が $\kappa=43.2^\circ$ を超えるとロータの半分以上が大気中に露出することになり, 水没部分の有効幅が徐々に減少する。このことは本水車開発の本来の目的である川幅いっぱいの流れを利用することから逸脱することを意味している。したがって, 本研究ではロータ中心, すなわち回転面を流れに垂直な面に投影しただ円の長軸が水没する範囲を評価対象とすることにした。このとき, 水流がロータに与える水動力は回転面の没水部分を流れに垂直な面に投影した面積 A_P (図9)に比例する。

回転トルクに及ぼすロータ回転面の傾き角 κ の影響を図10に示す。ブレードの取付角 $\beta=0^\circ$ の場合[図10(a)], 高回転速度領域で回転トルクが最大となる傾き角が存在し($\kappa=30^\circ$ 付近), それより傾き角が大きくなると急激にブレードの推進力すなわち回転力は望めなくなる($\kappa=40^\circ$)。また, ブレードの取付角 β が小さくなる(負の角度が大きくなる)ほど, 回転速度に対する回転トルクは中高曲線から右下がり曲線に変わってくる[図10(b), (c)]。このように, ロータの一部が大気中に露出しているものも含め, ロータ回転面の傾き角 κ によらず, ブレード取付角の増加とともに回転トルクは右下がり曲線から中高曲線に移った後, 急激に低下する傾向は図6でみたとおりである。

迎え角は簡単には式(3)で表される。したがって, 簡単のため翼弦が流れと平行な静止ブレードを考えると(図1, $\lambda=0$, $\theta=0, \pi$), $\kappa+\beta$ の値が同じとき, すなわち $\kappa=40^\circ$ のときの $\beta=-20^\circ$, $\kappa=30^\circ$ のときの $\beta=-10^\circ$, $\kappa=20^\circ$ のときの $\beta=0^\circ$ における迎え角 α は同じとなる。また, κ あるいは β のどちらかが同じなら迎え角は他方の角度で決まり, β あるいは κ が大きいほど迎え角 α は大きくなる。回転を始めるとこの迎

Fig. 11 Optimum blade setting angle and rotational speed giving the maximum output

え角は回転面の傾き角 κ , 回転速度, ブレードの回転角 θ などによって異なってくるものの(例えば図4), 図10の同一 β あるいは同一 κ でみると, それぞれ κ あるいは β の増加に伴って上述した回転トルク曲線の推移(右下がりが-中高-急減)をたどる傾向を示している。

図9に示したロータ回転面の傾き角 κ それぞれの場合について, ブレードの取付角ごとに最高単位出力 P_{11MAX} とそれを与える単位回転速度 N_{11PMAX} を求め図11に示す。それぞれの傾き角 κ に対して最適なブレードの取付角 β を知ることができる。ロータ回転面の傾き角によらず, 最高回転速度のとき最高出力が得られ, それを与える取付角 β と単位回転速度 N_{11PMAX} は傾き角 κ の増加に伴って減少する。

6. 結 言

今まで見向きもされなかった溪流や中小河川の極浅水流を有効に利用することを目指して新たな形式のジャイロ形水車を提案し, 簡単なモデルによってその有効性を実証した。そのトルク特性と性能を要約すると

次のようになる。

(1) 下流を向いたブレードに生じる抗力によって自己起動力が得られる。

(2) ブレードの取付角が小さい(負)と, 極低回転速度で高回転トルクとなるが, 回転速度の増加は望めない。

(3) ブレードの取付角の増加とともに, 低回転速度領域の回転トルクは減少する反面, 自己起動力を有しながら高回転速度領域で最高回転トルクと出力が得られるようになる。

(4) しかし, ブレードの取付角が最高回転トルク(出力)を与える角度を超えると, 回転トルクは急減し自己起動力も失う。

(5) ブレードの取付角を一定にしてロータ回転面の傾き角を増加させた場合も, ブレード取付角の増加に対する上述の特性変化と同様な推移をたどる。

以上の萌芽的研究成果を踏まえ, 今後, さまざまな面から検討を加えて好適なロータ形状を求め, 実用化によって地球温暖化防止に微力ながら寄与したい。

最後に, 本研究は住友財団2001年度研究助成を受けて本格的に開始されたことを付記し謝意を表す。

文 献

- (1) 読賣新聞, 電力中央研究所資料, 12版, (1998.4.22).
- (2) 例えば, 清水幸丸, マイクロ水力発電ハンドブック, (1989), 28, パワー社.& 自然エネルギー発電促進法, http://www.shugiin.go.jp/itdb_gian.nsf/html/gian/honbun/honbun/g15401015.htm.
- (3) 例えば, ターボ機会協会編, ハイドロタービン, (1991), 12-55, 日本工業出版.
- (4) 金元敏明・ほか3名, 相反転方式水力発電に関する基礎研究(第1報), 機論, 66-644, B (2000), 1140-1146.
- (5) 金元敏明・ほか5名, 相反転方式水力発電に関する基礎研究(第2報), 機論, 68-676, B (2002), 3416-3423.
- (6) 茅陽一, 新エネルギー大事典, (2002), 580, 日本工業調査会.
- (7) <http://www.maths.adelaide.edu.au/Applied/llazausk/aero/foil/foil.htm>
- (8) 茅陽一監修, 新エネルギー大事典, (2002), 569-584, 日本工業調査会.