401 集水装置を有する軸流水車に関する研究 Study on Axial Flow Hydraulic Turbine with Collection Device

○ 大久保 薫 (茨城大院) 岩本 浩信 (茨城製作所) 正 西 泰行 (茨城大)
正 稲垣 照美 (茨城大) 菊池 伯夫 (茨城製作所)
Kaoru OKUBO, Graduate School of Ibaraki University, Ibaraki, Japan
Hironobu IWAMOTO, Ibasei, Ltd., Ibaraki, Japan
Yasuyuki NISHI, Ibaraki University, Ibaraki, Japan
Terumi INAGAKI, Ibaraki University, Ibaraki, Japan
Norio KIKUCHI, Ibasei, Ltd., Ibaraki, Japan

A hydraulic turbine for an open channel can generate power at low head and doesn't affect the environment because it doesn't have incidental equipment. However, because the rotational speed is low, the hydraulic turbine outer diameter becomes large. Therefore, an axial flow hydraulic turbine with collection device, using kinetic energy of open channel flow, is proposed. The performance and flow field of impeller only, collection device only and combination of impeller and collection device were clarified. It was checked the speed increasing of collection flow in collection device by analysis result of collection device only and analysis result of output of combination of impeller and collection device is larger than analysis result of impeller only.

Key Words: Hydraulic Turbine, Runner, Collection Device, Performance, Flow field

1. 緒言

近年、環境問題やエネルギー問題が顕在化し、自然エネルギーの有効利用が求められている。中でも水力エネルギーは、他の自然エネルギーと比べてエネルギー密度が高く、比較の変動が少ないため、安定してエネルギーが得られる。

水力発電に使用される水車は、大きく分けて管路用水車と開水路用水車に分類される。管路用水車はダムや水槽等に水を貯め、落差(位置エネルギー)を利用して導水する。しかしながら、発電設備の建設適地が減少しているため、今後の増設が困難とされている。一方、開水路用水車は導水するための付帯設備が不要で、比較的低落差での発電が可能である。しかし、発電設備を現地に固定化するので、依然設置場所は限定される。

そこで、落差を利用せず、開水路流れの運動エネルギーを利用し、集水増速させることで出力向上を図った可搬式の開水路用水車を提案する。本水車は軸流羽根車に高さ方向一定のディフューザ部を持つ集水装置を付加した構造である。本研究では、この特殊な集水装置を有する軸流水車の開発を目的として、数値解析により羽根車単体及び集水装置単体の性能特性と流れ場を明らかにするとともに、これらを組み合わせた場合についても検討した。

2. 数値解析方法及び条件

本研究で用いた羽根車の概略を図1に、4種類の集水装置(C.D.)の概略を図2(a)~(d)に、両者を組み合わせた水車の概略を図3に示す。集水装置はディフューザ部を固定し、ノズル及びつばの有無を変化させている。その全長 x_1 は、ノズルの無いType Aは985mm、それ以外は1085mmである。また、Type Cは100mm、Type Dは200mmの高さのつばを集水装置出口に設けている。なお、ディフューザは高さ方向(z方向)一定で、横方向(y方向)に拡大しており、広がりが角はいずれも8°である。

数値解析には汎用熱流体解析コードANSYS CFX13.0を用い、三次元定常流れ解析を行った。作動流体は水であり、乱流モデルはSSTモデルを使用した。羽根車と集水装置(Type D)を組み合わせた計算モデルを図4に示す。境界条件として、入口境界に無限遠方の速度 $v_\infty=1.5\text{m/s}$ 、羽根車に

回転速度、出口境界にゲージ圧力0Paの条件を与えた。計算格子数は羽根車単体の解析で約117万要素、集水装置単体の解析で約130万要素前後、両者を組み合わせた場合の解析で約182万要素である。

入力係数: $C_T = \eta K^2 (1 - v^2)$

圧力係数: $C_p = (P - P_\infty) / (\rho v_\infty^2 / 2)$

背圧係数: $C_{pb} = (P_3 - P_\infty) / (\rho v_\infty^2 / 2)$

圧力回復係数: $C_{pr} = (P_3 - P_2) / (\rho v_1^2 / 2)$

出力係数: $C_H = W / (\rho \pi r_1^2 v_\infty^3 / 2)$

増速比: $K = v_1 / v_\infty$

静圧: P [Pa]

羽根車ハブ半径: r_h [m]

羽根車チップ半径: r_t [m]

絶対速度: v [m/s]

出力: W [W]

周速比: $\lambda = r_t \omega / v_\infty$

ハブ比: $v = r_h / r_t$

流体密度: ρ [kg/m³]

負荷係数: $\psi = (P_1 - P_2) / (\rho v_1^2 / 2)$

回転角速度: ω [rad/s]

添え字

1, 2: 羽根車直前, 羽根車直後

3: 集水装置出口

∞ : 無限遠方

Fig.1 Runner

Fig.4 Computational model

(a) Type A (b) Type B (c) Type C (d) Type D

Fig.2 Collection device

Fig.3 Hydraulic turbine

3. 解析結果及び考察

各集水装置単体の増速比 v/v_∞ の x 方向分布を図 5 に、各集水装置単体の性能を表 1 に示す。ここで、 v は各 x 方向位置での流量平均値を用いており、 v_1 は Type A が $x/x_f=0.0$ 、Type B～D が $x/x_f=0.08$ での v に対応する。ノズル及びつばの無い Type A をみると、集水装置出口より入口の v/v_∞ が大きく、増速比 K は 1.331 になっている。したがって、ディフューザによる増速効果が得られていることがわかる。Type A と Type B を比較すると、Type B は背圧係数 C_{pb} がやや増加するものの、圧力回復係数 C_{pd} が大幅に増加するため、Type B の K は Type A に対して約 1.47 倍に増大している。これは、ディフューザ入口にノズルを付加したことにより、水の滑らかな流れ込みを実現したためと考えられる⁽¹⁾。Type B、Type C 及び Type D を比較すると、 C_{pd} はいずれもほぼ同一である。しかし、 C_{pb} はつばの大きい Type D が最も低く、Type D の C_{pb} はつばの無い Type B の約 3.26 倍に低下している。これに対応して Type D の K は 2.248 と最も大きく、Type B のそれの約 1.15 倍に増大していることがわかる。これは、つばにより集水装置出口の圧力が低下し、その領域よりさらにディフューザ部入口の圧力が低下するためであり、集水装置周囲とディフューザ部入口との圧力差が増大し、集水増速されているものと考えられる。

Type B 及び Type D の圧力分布を図 6(a), (b) に示す。Type D はつばの影響で出口の圧力が大きく低下し、そのディフューザ入口付近の圧力は、Type B より大きく低下していることが確認される。

羽根車単体及び羽根車と集水装置(Type D)の組み合わせの周速比 λ と出力係数 C_W の関係を図 7 に示す。羽根車単体の C_W の最大値は、 $\lambda=4.25$ のとき 0.253 である。一方、羽根車と集水装置の組み合わせの C_W の最大値は、 $\lambda=5.95$ のとき 0.765 である。したがって、羽根車に集水装置を付加すると、 C_W の最大値は高周速比側に移行し、羽根車単体の約 3.02 倍に向上することがわかる。これは、図 8 に示す増速比 K と λ の関係より、羽根車と集水装置の組み合わせでは、 $\lambda=5.95$ のとき K が羽根車単体の約 1.43 倍に増大するためである。ただし、集水装置単体と比較して、羽根車と集水装置の組み合わせの K は、後述の翼負荷の影響で大幅に低下しており、 λ の増加とともにさらに低下する。このことについて、以下に検討する。

増速比 K は $K=v_1/v_\infty=\{(1-C_{pb})/(1-fC_{pd}+\psi)\}^{0.5}$ で表される⁽²⁾。ここで、 f は羽根車出口の旋回流れや集水装置の入口損失等を考慮した修正係数で、 ψ は羽根車の翼負荷に関する負荷係数である。図 9 に示す C_{pd} と λ の関係より、羽根車と集水装置の組み合わせの C_{pd} は高周速比側で高くなっており、 $\lambda=5.95$ において集水装置単体より向上している。一方、図 10 に示す C_{pb} と λ の関係より、羽根車と集水装置の組み合わせの C_{pb} は高周速比側で高く、 $\lambda=5.95$ において集水装置単体より高くなっている。したがって、 $f=1$ 、 $\psi=0$ と仮定して $\lambda=5.95$ における C_{pd} と C_{pb} を代入すると $K=3.01$ となり、羽根車と集水装置を組み合わせた場合の集水装置単体としての K は、集水装置単体($K=2.248$)よりも向上していると考えられる。

しかしながら、実際は図 11 に示すように、羽根車出口の旋回流れや集水装置の入口損失等により、 $\lambda=5.95$ のとき $f=0.962$ である。また、図 12 に示すように羽根車と集水装置の組み合わせの ψ は、羽根車単体よりも増大し、 $\lambda=5.95$ のとき $\psi=0.899$ となる。特にこの ψ の影響が大きく、羽根車と集水装置を組み合わせると、 $\lambda=5.95$ のとき $K=1.19$ となり、 K は集水装置単体よりも低下することがわかる。

以上のことから、羽根車に集水装置を付加すると、羽根車の翼負荷の影響で集水装置単体の増速比は大幅に低下す

るものの、増速比及び負荷係数が羽根車単体よりも増大するため、出力係数は大幅に向上するといえる。

Fig.5 Velocity ratio distribution

(a) Type B (b) Type D

Fig.6 Pressure distribution

Fig.7 Power coefficient

Fig.8 Velocity ratio

Fig.9 Pressure recovery coefficient

Fig.10 Back pressure coefficient

Fig.11 Modified coefficient

Fig.12 Loading coefficient

4. 結言

- (1) 集水装置性能はノズル及び大きなつばを持つ Type D が最も良く、単体で増速比 2.25 を実現したが、羽根車と組み合わせると増速比は大幅に低下し、周速比の増加とともにさらに低下する。
- (2) 羽根車に集水装置を付加すると、羽根車の翼負荷の影響で集水装置単体の増速比は大幅に低下するものの、増速比及び負荷係数が羽根車単体よりも増大するため、出力係数は羽根車単体の約 3 倍に向上する。

参考文献

- (1) 大屋裕二・他 2 名, 日本航空宇宙学会論文集, Vol.50, NO.587, 2002, pp.477-482.
- (2) 井上雅弘・他 2 名, ターボ機械, Vol.30, No.8, 2002, pp.497-502.