曲がり吸出し管内旋回流の時間平均的フローパターンと圧力回復*

王 新 明^{*1}, 西 道 弘^{*2}
岡 本 実^{*2}, 塚 本 寛^{*2}Time-Averaged Flow Pattern of Swirl Flow and Pressure Recovery
in an Elbow Draft TubeXinming WANG, Michihiro NISHI,
Minoru OKAMOTO and Hiroshi TSUKAMOTO

Previous investigations on the flow in diffusers suggest that study on the flow characteristics in the elbow draft tubes of Francis turbines, especially in the case of strong swirling flow involved, is still required. As one of the steps to investigate the surge phenomena in the elbow draft tubes, we carried out a series of time-averaged measurements in a conventional draft tube, which was installed in an air test rig, by using a five-hole probe. Flow pattern and pressure distributions in the draft tube were studied in the range of swirl rate m_{ex} from 0 to 1.8. The variations of area-mean pressure and mass-averaged pressure at each measuring section are discussed, and the effect of swirl rate m_{ex} on the pressure recovery coefficients of a typical draft tube is also shown.

Key Words: Swirl Flow, Diffuser, Internal Flow, Pressure Distribution, Velocity Distribution, Pressure Recovery, Draft Tube, Water Turbine

1. ま え が き

吸出し管は、反動水車ランナの下流部に接続される固定減速通路であり、ランナを出た水流の運動エネルギーの回収を目的として設置される。それゆえ、ディフューザ性能の立場から圧力回復量や内部流れについて研究・開発がなされてきた。特に、軸流水車のように大きな比速度の機種では、ランナ出口部の速度ヘッドが落差と同程度にもなるので、吸出し管の圧力回復性能によって水車の性能が左右される。したがって、この立場からの研究が、S形吸出し管を例にすれば、清水・久保田らによって進められた⁽¹⁾。一方、低比速度のフランシス水車においては前述の速度ヘッドが落差の数%程度ということもあって、圧力回復よりも安定性能が重視され、吸出し管の水圧脈動にかかわる研究が数多くなされてきたようである^{(2)~(6)}。そのような状況にあっても、運転点が設計点からはずれるとランナを出た水流に旋回速度成分が残るので、円すいディフューザ^{(7)~(10)}や曲がり吸出し管^{(11)~(16)}を用いて内部流れ

や圧力回復に及ぼす旋回流の影響が調べられた。しかしながら、それらの実験範囲はあまり大きくない旋回までに限られている。旋回が強くなるに従い、吸出し管内の流れには偏り等が現れて複雑化する⁽¹⁷⁾ために、不明の点が多い。旋回強さによって管内の流れの様相が、時間平均流であっても、どのように変わっていくのか明らかにすることが望まれる。また、強い旋回流では、軸方向よりも半径方向への圧力こう配のほうが大きくなると推測されるので、圧力回復量の評価についても再検討する必要がある。

上記課題の解明ならびに吸出し管サージングにかかわる研究の一環として、本論文では、空気流による旋回流発生装置を用いて曲がり吸出し管の要素試験を実施した。水車の運転域を考慮した旋回流の実験条件のもとに吸出し管内の時間平均的流れを五孔ピトープローブで測定し、フローパターンや圧力回復性能に及ぼす旋回強さの影響を調べた。

2. 記 号

A: 断面積 m^2

B: 流れの軸方向運動量 N

 C_{pq} : 流量平均圧力回復率 C_{pae} : 等価面積平均圧力回復率

* 平成5年3月31日 第70期通常総会講演会において講演、原稿受付 平成5年7月21日。

^{*1} 正員、九州工業大学大学院 (〒804 北九州市戸畑区仙水町1-1)。

^{*2} 正員、九州工業大学工学部。

C_{pge} : 等価流量平均圧力回復率

GVO: 案内羽根取付角

L : 流れの角運動量 $N \cdot m$

m : 旋回数

P_0 : 出口下流の静止流体の圧力 Pa

P_a : 面積平均圧力 Pa

P_d : 流量平均動圧 Pa

P_q : 流量平均圧力 Pa

P_s : 静圧 Pa

P_t : 全圧 Pa

Q : 測定流量 m^3/s

r : 半径位置 m

r_d : 死水域半径 m

R : 管半径 m

$\bar{u}$: 断面平均軸流速 $=Q/A$ m/s

V : 流速 m/s

V_{ur} : 壁面周速度 m/s

Z : 管中心線に沿って測った距離 m

ζ : 吸出し管損失係数

添 字

ex: 実験値

i : 吸出し管入口部

r : 半径方向

u : 周方向

z : 軸方向

3. 実験装置および方法

強い旋回水流が吸出し管に入る場合、入口円すい部の管軸付近にはキャビテーション状の渦心が通常観察される。そのような管内空洞域があまり大きくない場合にはキャビテーション係数のディフューザ性能に与

える影響は小さいと予備実験によって判断できたので、本実験では、水の代わりに空気を用いた図1に示すような試験装置を使用した。旋回流は整流タンク出口部に設けられた静止案内羽根で発生させた。この円形翼列を構成する16枚の案内羽根を、空気が半径内向きに流れる際に旋回速度成分が与えられる。旋回空気流は曲がり吸出し管を通った後大気中に放出される。供試吸出し管には入口円すい部広がり角が 9° で、出入口面積比4.1のもの⁽¹⁸⁾を用いた。入口内径は125 mmである。

管内の時間平均速度および圧力分布は、ヘッド径3 mmのコンカル形五孔ピトープローブを使用し、パランス法によって測定した。図2に示すように、プローブの挿入位置は入口円すい部分に2箇所(S1, S2)、曲がり部に2箇所(S3, S4)、フット部に2箇所(S5, S7)である。なお、出口断面においては、一点鎖線で示す水平方向5箇所ではプローブトラバースを実施した。プローブ各孔で検出された5種の圧力はそれぞれ差圧トランスデューサで電圧信号に変換され、ワークステーションにて収集された。そのサンプリング周波数は100 Hz、サンプリング時間は4 sとした。なお、圧力は入口断面(i-i)を基準に高さ補正を施した。

旋回流発生装置と吸出し管の間には、図1および図2に示されるように、管入口部の流れを測定するために短い入口直管を設置した。 S_x および S_0 はプローブ挿入位置を示す。直管を用いてのディフューザ性能試験は旋回なしの場合に広く採用されているが、このような試験方法が強い旋回流に対して利用できるか否かは十分明らかにされていない。ここでは、旋回流は直管内で下流に向かって減衰するものの速度分布に見られる特徴に変わりが無いことを予備実験で確かめ、内

図1 実験装置

図2 供試曲がり吸出し管の測定位置

径の1.02倍の長さを有する入口直管を用いることにした。

実験は、管レイノルズ数 10^5 のもと(流量一定)で、案内羽根取付角GVOを 0° , 15° , 30° , 45° および 60° の5種類に変えて実施し、速度、圧力分布に及ぼす旋回流の強さの影響を調べた。

4. 実験結果および考察

4.1 旋回度の流れ方向変化 入口円すい部の同一断面で 90° 周方向にずらして設けられたS1, S2の二つの測定点で実測された速度分布の一例をまとめて図3に示す。図3(a)が周方向速度成分、図3(b)が軸方向速度の半径分布である。それぞれ3種類の案内羽根取付角に対する結果を示すが、いずれも低エネルギーのまわりを主流が取り囲む、フランシス水車部分負荷運転時と同様な性質を有する旋回流であることがわかる。なお、旋回が強くなると非軸対称な脈動旋回流⁽¹⁷⁾になるが、S1点とS2点で測定した結果がほぼ一致しているから、時間平均分布からは、軸対称であるとしてこの場合の流れはとらえられた。

旋回流の強さを表すパラメータとして次式の旋回度 m を用いた⁽¹⁸⁾。

$$m = \frac{L}{RB} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、流れが単位時間に輸送する角運動量 L および軸方向運動量 B は以下の式で与えられる。

$$L = \int_A \rho V_z V_\theta r dA \dots\dots\dots (2)$$

$$B = \int_A \rho V_z^2 dA \dots\dots\dots (3)$$

図4は、直管部から曲がり部までの範囲における旋回度の下流方向への変化を各GVOについて見たものである。流れに与えられた旋回が強いほど旋回度の減少が大きくなる性質が認められる。なお、案内羽根角度が 0° においても旋回度が零になっていないが、これは図1からわかるように羽根が非対称であるためである。

4.2 各断面の流速分布 流れの旋回が強められることによって吸出し管内の時間平均的なフローパターンがどのように変化するかを見るために、一定流量のもとで軸方向速度成分のメリジアン面内の分布を調べた結果が図5である。曲がり部以降は通路形状が円形でなくなるので、上から見た(矢視G-G)幅方向分布も示した。断面を表す線(例:1-2)を $V_z=0$ に合せ、下流方向を正、上流方向を負として V_z を描いている。分布を実線で示したGVO= 0° のとき、直管から円

(a) 周方向速度成分

(b) 軸方向速度成分

図3 平均速度分布

図4 旋回度の変化

図5 軸方向速度分布

すい部にかけての領域では管中心部と壁付近で軸流速は小さくなっている。これは、旋回流発生装置に取付けられたコーンと管壁の摩擦が影響したこともあるが、旋回流では低エネルギー流体が中心に集まりやすいからであろう。曲がり部における軸流速は緩やかな分布となったが、フット部の5-7断面に入ると流れは下側(曲がりの外側)に片寄る傾向を有する。旋回が強い他の例では、曲がり部に至る管軸付近に逆流が生じており、その領域はフットにおいて外側にずれる。また、旋回が弱いときは反対に速度の大きな流れが曲がりの内側にくる。なお、G-G面内の軸速度分布によれば、 V_z の大きな領域は旋回を強めるとともに図5の下側(3および5の側)のほうに向かう。この片寄りは流れに左ねじの旋回を与える装置を使用したので、旋回流を渦糸に置きかえれば、その渦成分によって誘起される軸方向速度の影響と考えられる。

出口部については、下流側から見た断面内の等 V_z 線図を描いた。その結果が図6である。図6の斜線領域は十分な精度で測定できなかった低流速域を示す。破線は等速度線を延長して求めたものである。GVO=0°の図6(a)の場合、吸出し管出口部においてもフット入口部と同様に、上側に低流速域が存在している。旋回を強くした図6(b)、(c)によれば、低流速域が

拡大してB-D面を覆い、さらにDからCに向かう傾向が認められる。これは、前述したように、左ねじの旋回であることを考えると、納得される結果といえる。また、図5および図6に見られる片寄り傾向が吸出し管内流れの数値計算結果⁽¹²⁾⁽¹⁶⁾にも認められる。

参考に、曲がり部(3-4の断面)における周速度分布の一例を図7に示す。これは下流側から見た図になっている。

4.3 圧力分布 図8は、図5の V_z の分布と同様の方法で求めた、時間平均静圧 P_s に対する結果である。旋回強さによって圧力分布がメリジアン断面内でどのように変化するかを知ることができる。ここでは、入口部の圧力(x-x断面)について見ることにする。GVO=0°のときは断面全体にわたり $P_s=0$ の線よりわずかに負の側に P_s の値はあるが、旋回を強くするとGVO=60°の結果に示されるように中心の圧力が低下するのみならず管壁付近で正の値をとるようになる。旋回が強いときの性質は図9の全圧分布にも認められる。

図8によれば、強い旋回流では半径方向の圧力変化量が軸方向より大きくなるので、各断面の代表圧力の選定には注意が必要である。ここでは、次に示す二つの無次元圧力を各断面の代表値として採用した。

$$P_a^* = \frac{P_a - P_0}{\rho \bar{u}_i^2 / 2} \dots \dots \dots (4)$$

図6 出口断面の軸流速等高線

図7 曲がり部断面の周方向速度分布

図8 静圧分布

$$P_q^* = \frac{P_q - P_0}{\rho \bar{u}^2 / 2} \quad (5)$$

ここに

$$P_a = \int_A P_s dA / A \quad (6)$$

$$P_q = \int_A P_s V_z dA / Q \quad (7)$$

P_a^* は面積平均圧力の無次元値、 P_q^* は流量平均圧力の無次元値に相当する。分母の、吸出し管入口部の代表動圧には、流量から定められる断面平均軸流速 $\bar{u}_i$ を使用した。

これらの値の流れ方向分布を図 10 と図 11 にそれぞれ示す。いずれも 5 種類の GVO について求められたものである。図 10 の P_a^* の分布には、GVO によらず入口直管で減少するが、吸出し管に入ると増加するという傾向が見られる。このような性質は、旋回のない流れがディフューザに入った場合の圧力分布にも認められる。一方、 P_q^* の流れ方向分布を表す図 11 によれば、GVO=30° 以上の旋回流の場合吸出し管に流入後も圧力降下が続く、ある下流位置から圧力上昇するという前とは異なる性質が見られた。 P_q^* は流体の輸送エネルギーに関連した量とみなされるから、その値が入口円すい部で低下する原因は、旋回が強いために管軸付近に発達した逆流域によって大きな損失が発生し

たためであると推測される。

4.4 ディフューザ性能 ディフューザ性能の一つとして該当要素の入口・出口間における圧力回復率が通常用いられる。しかしながら、水車の末端部に設けられる吸出し管のように、強い旋回を有する流れ状態で使用される要素を取扱う場合、その出口部の静圧は旋回流の影響によって下流の静圧より低くなる。これは流れの圧力回復が吸出し管を出た後も生ずることを意味するので、このようなタイプのディフューザではその入口部の静圧から出口下流の外部静圧までの圧力上昇をディフューザの圧力回復量とみなしたほうが有用であると考えられる。そのような立場から、次の圧力回復率をディフューザ性能の指標として採用する。

$$C_{pq} = \frac{P_0 - P_{qi}}{P_{di}} \quad (8)$$

ここに流量平均動圧 P_d は次式で与えられる。

$$P_d = \frac{\int_A (\rho V^2 / 2) V_z dA}{Q} \quad (9)$$

いま、吸出し管入口部と外部との間にエネルギー式を適用して、式(8)の流量平均圧力回復率 C_{pq} の意義を考察してみる。その間の圧力損失を ΔP 、入口部の流量

図 9 全圧分布

図 11 流量平均圧力係数の変化

図 10 面積平均圧力係数の変化

図 12 圧力回復率の変化

平均全圧 P_{iqi} および外部の圧力(全圧)を P_0 とおけば、次式が得られる。

$$P_{iqi} = \left[\int_A (P_s + \rho V^2/2) V_z dA/Q \right]_i = \Delta P + P_0 \quad \dots\dots\dots (10)$$

また、損失係数 ξ を次式で定義する。

$$\xi = \Delta P/P_{di} \quad \dots\dots\dots (11)$$

以上により、次の関係が求められる。

$$\xi = 1 - C_{pq} \quad \dots\dots\dots (12)$$

したがって、 C_{pq} はディフューザ損失と直接的にかかわりをもつ量といえる。

図2の曲がり吸出し管について調べた C_{pq} の実測結果を○印を使って図12に示す。破線はその近似である。なお、旋回度 $m_{ex}=0$ は案内羽根を取り除いて求めた。この場合、旋回が強くなるに従って C_{pq} は低下しており、 m_{ex} が1.5を超えるところでは負の値になった。流量平均動圧以上の損失が生じたわけである。

C_{pq} の物理的意味は明確であるが、分母の流量平均動圧は予測し難い。実用時のことを前提にして、次の圧力回復率 C_{pqe} を定義した。

$$C_{pqe} = \frac{P_0 - P_{qi}}{\rho(\bar{u}^2 + V_{ur}^2)_i/2} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここに $\bar{u}$ は流量から計算される断面平均軸流速度であり、 V_{ur} は次式から定められる管半径位置の周速度である⁽¹⁹⁾。

$$V_{ur} = \frac{m\bar{u}}{1 - (r_d/R)^2} \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$m = r_d/R + 3(r_d/R)^3 \quad \dots\dots\dots (15)$$

水車の運転条件が与えられると流量と旋回度は通常決まるので、上記関係から式(13)の分母は算定できる。

図12中の□印は C_{pqe} の実験結果である。その近似である実線は、 C_{pq} を表す破線から少々ずれてはいるがそれと同様の特性を示す。したがって、 C_{pqe} は等価流量平均圧力回復率と呼ぶことができよう。

式(13)の分子にくる流量平均圧力 P_q の代わりに面積平均圧力 P_a を用いた場合を考えることにする。

$$C_{pae} = \frac{P_0 - P_{ai}}{\rho(\bar{u}^2 + V_{ur}^2)_i/2} \quad \dots\dots\dots (16)$$

上式で与えられる面積平均圧力回復率 C_{pae} を今回の吸出し管に対して求め、図12にその結果を△印を使って示す。近似線からもわかるように、この C_{pae} は旋回度によらずほぼ一定の値となった。また、強い旋回

流が対象の場合、圧力の平均のとり方によって結果が大きく異なることも確認された。

5. 結 論

旋回流が流入する曲がり吸出し管内の時間平均的なフローパターンと圧力回復を調べて、次の知見を得た。

(1) 流れの旋回が強くなると、吸出し管内各断面の軸方向速度分布や静圧分布は大きく変化する。

(2) 旋回が強いとき、静圧の流量平均値と面積平均値の軸方向への変化には入口円すい部で異なる性質が、前者の場合圧力降下の傾向が認められる。

(3) 吸出し管の流量平均圧力回復率は旋回が強くなると、損失増加の影響を受けて、急激に低下する。

(4) 流量平均圧力回復率と比べて、面積平均圧力回復率の旋回強さによる変化はかなり少ない。

終わりに、実験に協力された九州工業大学流体研究室 中村雅美ほかの院生の諸氏に感謝の意を表す。また、富士電機(株)から実験装置の一部を提供していただいた。ここに付記し謝意を表す。

文 献

- (1) 清水・ほか3名, 機論, 52-474, B(1986), 585.
- (2) 村上, 機誌, 62-491(1959), 1763.
- (3) Falvey, H. T., REC-ERC-71-42(1971).
- (4) 細井, ターボ機械, 12-9(1984), 27.
- (5) Ohashi, H., ほか11名, *Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery*, (1991), 210, Avebury.
- (6) 野々下, ターボ機械, 21-3(1993), 62.
- (7) So, K. L., *AIAAJ*, 5-6(1967), 1072.
- (8) 妹尾・ほか2名, 機論, 43-369(1977), 1803.
- (9) 田代・吉識, 機論, 51-462, B(1985), 486.
- (10) 金元・ほか5名, 機論, 58-556, B(1992), 3552.
- (11) 波多野, 機論, 31-228(1965), 1214.
- (12) Vu, T. C. and Shyy, W., *Proc. IAHR 14th Symp.*, 2(1988), N6.
- (13) Soundranayagam, S., ほか2名, *Proc. IAHR 15th Symp.*, 1(1990), G1.
- (14) Tanabe, S., ほか3名, *Proc. IAHR 15th Symp.*, 1(1990), G2.
- (15) Combès, J. F., ほか4名, *Proc. IAHR 15th Symp.*, 1(1990), G5.
- (16) Ruprecht, A., *Proc. IAHR 15th Symp.*, 1(1990), G6.
- (17) 松永・ほか4名, 機論, 51-446, B(1986), 1772.
- (18) 西・ほか3名, 機論, 48-431, B(1982), 1238.
- (19) 西・ほか4名, 機論, 49-444, B(1983), 1592.