2 水力機械の特性改善における油膜流跡法の応用

日立・機研 田辺誠一[○] 福沢泉一
山部正博

Applications of oil film method for improving the characteristics of hydraulic machines

Seiichi TANABE^{*}, Soeichi FUKUZAWA^{*}, Masahiro YAMABE^{*}

Oil film method was applied to two types of hydraulic machines;

(a) a pump-turbine, and (b) a high head submersible multistage-pump.

In case (a), the flow near the cone and crown surfaces were studied, using the measurements of static pressure together. The purpose was to determine the appropriate location of a balance hole exit, which greatly affects the thrust characteristics. In case (b), the flow at the return guide vane was studied to improve the efficiency of the pump. The oil film method was very useful to get the information for improving the characteristics of hydraulic machines, in above cases.

1. 緒言

流れの可視化技術の中で、油膜流跡法^{(1),(2)}は渦、流れのはく離あるいはよどみ領域の有無を比較的容易に判別できる方法である。本報告では、水力機械の特性改善に油膜流跡法を応用し、その有効性を示した例を2件紹介する。

(a)水車、ポンプ水車では、一般に、ランナに働く軸方向水スラストを低減するためにランナにバランスホールを設ける。このバランスホールの開口位置を変えると水スラスト特性は大きく変化する。そこで、ランナのコーン面とクラウン面の静圧を測定して各測圧孔位置にバランスホールを設けたときの水スラストを計算すると共に、油膜流跡法を使ってコーン面とクラウン面の流れの様子を調べて、バランスホールの最適開口位置を定性的に定めた。⁽³⁾

(b)高揚程の水中井戸ポンプは井戸の直径によりランナ外径が限定されるために多段ポンプとしている。この多段ポンプの性能を改善するために、リターンガイ

* Mechanical Engineering Research Laboratory, Hitachi Ltd. ;Hitachi-shi, Ibaraki.

ドバーン部の流れの様子を油膜流跡法を使って調べ，その結果を使ってバーン形状を改良することにより効率を改善した。

2. 記号の説明

GVO ; ガイドバーン開度 (%)

H_1 ; 単位落差当りの水頭 (m/m)

η_{11} ; 単位寸法，単位落差当りの
回転速度 ($m/min \cdot \sqrt{m}$)

R ; 半径 (m)

R_0 ; ランナ外周の半径 (m)

T_{11} ; 単位面積，単位落差当りの力
($N/m \cdot m^2$)

3. 模型ポンプ水車の水スラスト特性

供試模型ポンプ水車の主要寸法を表1，構造図を図1に示す。ランナに働く水スラストは図1に示すバランスホールの出口位置を変えると大きく変化するために，バランスホール出口の最適位置を定める必要がある。そのために図1に示すコーン面とクラウン面の静圧を種々の運転点について測定し，さらに，その結果を使ってバランスホール出口を各測圧孔位置に設けたときの水スラストを計算⁽³⁾した。なお，このときバランスホール入口の位置は一定とした。

表2と図2に測圧孔の位置を示す。これらの測圧孔のうち，代表的測圧孔B，C及びE2の静圧測定結果を図3に示す。BとCの測圧孔は複数個あるが，それら

Table 1 Items of test pump-turbine

Specific speed (Turbine)	97 rpm, kw, m
Outer diameter of impeller	500 mm
Impeller width at turbine inlet	45 mm
Number of vanes	6

Fig. 1 Test pump-turbine

Fig. 2 Locations of pressure taps

Table 2 Locations of pressure taps

Pressure taps	A	B	C	D1, D2, D3	E1, E2, E3
R/R_0	0.07	0.12	0.20	0.28	0.39

の測定結果にはほとんど差がなかったので、
 BとCはそれぞれ1つとして考える。また、
 本報では実験した種々の運転点のうちガイド
 バーン開度30%時の結果についてのみ示した。
 図4には、図3の静圧測定結果を使って計算
 した水スラスト特性を示す。図中のバラン
 スホール(B)は測圧孔Bの位置にバラン
 スホール出口を設けたことを示す。

図4より、バランスホール(B)と(C)の水
 スラスト特性を比べると、バランスホール(C)
 の方が水車やポンプの仕様運転点($n_{11} = -90$,
 87.5)における水スラストが小さいことが分
 かる。バランスホール(B)の水スラストが大
 きい主な理由は、バランスホール出口の回転
 半径が入口のそれよりも小さいために、回転
 速度の絶対値が大きい所で、バランスホール
 内の水に働く遠心力による圧力上昇が大きい
 ためである。

この遠心効果を利用して水スラストを低減
 するために、回転半径が大きい測圧孔E2に
 バランスホール出口を設けた場合は図4の実
 線のような変化を示す。即ち、水車とポン
 プの仕様運転点では水スラストが小さくなるが、
 $n_{11} = 60$ で大きな上向き水スラストを生じる。
 この $n_{11} = 60$ はポンプ入力シャ断後に通過す
 る運転点であり、このように大きなスラスト
 が回転部を持ち上げる方向に働くのは好まし
 くない。

このように大きな上向き水スラストが生じ
 た理由は、図3の静圧測定結果に示すように、
 測圧孔E2の静圧が $n_{11} = 60$ で極小となっ
 ているためである。そこで、この現象の原因を
 調べるために、油膜流跡法を使って、バラン
 スホール出口付近の流れの様子を検討した。

Fig.3 Static pressure on crown and cone surfaces when GVO=30%

Fig.4 Thrust characteristics when GVO=30%

Fig. 5 Sketch of oil film patterns when GVO = 80 %

Fig.6 Flow pattern when $n_{11}=50$, GVO=80% Fig.7 Flow pattern when $n_{11}=60$, GVO=30%

4. 模型ポンプ水車の油膜流跡実験

油膜流跡実験には光明丹とひまじ油を使用し、それらを重量比6:1の割合で混合した。この割合はランナを起動して所定の運転点に合わせ、その後、ただちに停止した場合に流跡が発生しない条件より求めた。実験時の通水時間は約30分、試験場程は約35mである。

図5にGVO=80%時の油膜流跡のスケッチを示す。0 < n_{11} < 76.5 では、ランナ内の水は水車方向に流れ、ランナはポンプ方向に回転している、いわゆる正転逆流(BRAKE)領域である。

$n_{11}=50$ では、コーンの表面近くの流れは遠心力の作用によって外周側へ向い、クラウン表面近くでは主流が水車出口へ向うためにコーン方向へ流れる。そのため双方の流れが衝突合流して図5に示すような流跡となる。

$n_{11}=60$ になると、 $n_{11}=50$ よりもランナ内を流れる流量が少なくなり、逆にコーン表面近くの流れは遠心力が大となるので強くなる。その結果、コーン表面近くの流れがバーンとバーンの間へ流入して、図5の $n_{11}=60$ に示すような渦模様を生じる。この渦の中心が測圧孔E2に近い所にある。

$n_{11}=72$ となって、ランナ内を流れる流量が $n_{11}=60$ よりもさらに小さくなると、クラウン面上における渦はなくなり、コーン面からクラウン面へ入った流れはランナバーンの負圧面を通して水車出口へ逆流する。

図6, 7, 8にそれぞれ、 $n_{11}=50$ (GVO=80%), $n_{11}=60$ (GVO=30%), $n_{11}=72$ (GVO=80%)における油膜流跡の写真を示す。この一連の流跡実験より、測圧孔E2にバランスホール出口を設けた時に $n_{11}=60$ で水スラストが極小値を

Fig.8 Flow pattern when $n_{11}=72$, GVO=80%

Table 3 Items of test multistage-pump

Specific speed	216 rpm, m ³ /min, m
Outer diameter	66mm
Impeller width at outlet	2.7mm

Fig. 9 Test multistage pump

示すのは、クラウン面近傍に発生する渦のためであることが分かる。

以上の水スラスト計算と流跡実験結果より、バランスホール出口の最適位置としては、回転半径が大きく、しかも渦など特異な流れのない所（測圧孔と）が良いことが分かる。

5. 多段水中井戸ポンプの構造

表3に供試多段ポンプの主要寸法、図9に構造図を示す。供試ポンプは多段であり、各段のランナの間には図9に示すようにリターンガイドバーンを設けている。本報告では、このリターンガイドバーンの性能を向上させるために油膜流跡法を使った結果について述べる。

6. リターンガイドバーンの油膜流跡実験

図10に試作のリターンガイドバーンの油膜流跡実験結果を示す。水は外周側より中心方向に流れる。油膜には光明丹とひまし油を重量比3:1に混合したものを使い、通水時間は約15分、試験揚程は1段当り、約3.5mである。

図10より、リターンガイドバーンの凸面のバーン出口近くにはよどみ領域があることが分かる。リターンガイド

Fig.10 Flow pattern of original return guide vanes

Fig.11 Flow pattern of improved return guide vanes

バーンでは周方向に近い角度で入った流れを軸方向に流出させなければならないが、試作のバーン形状では凸面側におけるバーン出口部の流れの方向変化が急激なために、流れのはく離が生じたと考えられる。

そこで、バーン出口部の流れの変化をゆるやかにさせるため、図11に示すように、バーン枚数を減じてバーンを少し長くしたものを製作した。このように改良したガイドバーンでは流れのよどみ領域はない。このように流れが改善されたガイドバーンを用いることにより、全体効率を約7%向上させた。

7. 結 言

油膜流跡法を使って次のことを明らかにした。

(a) ポンプ水車ランナのバランスホール開口部は、油膜流跡で渦などの特異な流れの生じる個所を避け、しかも、回転半径ができるだけ大きい所（例えば測圧孔の位置）が良い。

(b) 水中多段ポンプのリターンガイドバーン部における流れを、油膜流跡ではく離領域がなくなるように改良した結果、効率を約7%向上させることができた。

8. 参考文献

- (1) 村井 ほか2名，東北大学高速力学研究所報告，Z10 (1966)，183
- (2) 田辺，山口，日本機械学会講演論文集，No. 740-6 (昭49-4)，85
- (3) M. Yamabe ほか2名，IAHR Section for hydraulic machinery, equipment and cavitation 9th Symposium Vol.2 (1978)，47