20611 ポンプ水車緊急停止時に生じる作動特性に関する研究

Operation Characteristics of a Pump-Turbine at Emergency Shutdown

○学 小田 竜 (青学大)

正 姜 東赫 (青学大) 正 横田 和彦 (青学大) 正 佐藤 光太郎 (工学院大)

Ryu ODA, Aoyama Gakuin University, 5-1-1 Fuchinobe, Cyuoku-ku, Sagamihara, Kanagawa

Kazuhiko YOKOTA, Aoyama Gakuin University, 5-1-1 Fuchinobe, Cyuoku-ku, Sagamihara, Kanagawa

Donghyuk KANG, Aoyama Gakuin University, 5-1-1 Fuchinobe, Cyuoku-ku, Sagamihara, Kanagawa

Kotaro SATO, Kogakuin University, 1-24-2 Nishishinjuku, Shinjuku-ku, Tokyo

The present research clarifies the generating mechanism of the fluid vibration at emergency shutdown in a pump-turbine. The experiment and the numerical simulation for the pump-turbine were performed. The negative gradient of the pressure performance curve was observed in the experiment. The numerical result shows that the strong backflow and the second flow, observed at lower flow rates, cause the increase of the pressure loss in the blade passage, which leads to the negative gradient of the pressure performance curve. Furthermore, the angular momentum of the internal flow in the pump-turbine was examined. It was found that the region of the reverse pump in the blade passage exists in the turbine mode.

Key Words: Pump-Turbine, Emergency shutdown, Negative gradient

1. 緒言

大容量で一定出力が得られる原子力発電所の建設に伴い、負荷の変動に順応して発電、エネルギーを貯蔵する蓄電池として揚水式水力発電所が建設されている。この揚水式水力発電にはポンプ水車が用いられている。しかし、自然災害などによって、水車運転時に緊急での負荷遮断を行う場合、ポンプ水車が水車領域から水車回転のままポンプの流れの領域（逆転ポンプ領域）に移行する際、S字のような性能曲線を描き、大きな圧力変動と流量変動を引き起こし、発電所を揺らす大きな振動が発生する⁽¹⁾。不安定現象が発生するときは、水車領域から逆転ポンプ領域に入るため、ポンプ水車内部に順流と逆流が同時に発生、剥離領域が生じるなどの二次流れが発生するため、非常に複雑な流れになっている。モデル実験などが行われていたが、ポンプ水車の内部流れに対する識見は未だに明らかにされていない。そこで本研究では、ポンプ水車の実験と数値計算を行い、振動の原因を調査した。

2. 実験・数値計算方法

2.1 数値計算方法

商用計算ソフトウェア ANSYS-CFX14.0 を用いて、ガイドベーン、ステーベーン、ケーシングを除いた羽根車単独の内部流れの3次元定常計算を行った。表1に本計算で用いたポンプ水車の代表的な寸法を示す。格子点数は合計290万点で、ランナに170万点配置した。境界条件は流路入口にガイドベーンの角度が75°と同様な流入速度を与えた。 $\phi=0.07902$ に

Table.1 Geometrical properties of the tested Pump-turbine

	Runner
Number of blades, N	7
Inlet diameter, D_1 [m]	0.178
Outlet diameter, D_2 [m]	0.083
Inlet blade angle, β_1 [deg]	29
Outlet blade angle, β_2 [deg]	27

①Tank ②Pump-turbine ③Pump ④Flow meter ⑤Flow meter
⑥Vacuum pump ⑦Differential-pressure meter ⑧Thermometer

Fig. 1. Model of experimental equipment

おける無衝突になるような流入角を持つように流速を与え、流路出口に圧力を与えた。ランナの計算領域は回転座標系、それ以外の計算領域においては、静止座標系で支配方程式を解かせた。静止座標系と回転座標系の間の境界については、時間ごとに接点を更新して計算を行った。

2.2 実験装置の構成

図1に実験装置の概略図を示す。実験装置は主にタンクと2つの遠心ポンプ（荏原製作所製、80SE51.5）からなっている。2つのポンプのうち、一方は総落差を作るためにブースターポンプとして、もう一方は水車の性能実験のために羽根車を逆回転させ、ポンプ水車として用いた。水車入口出口間

の差圧は差圧計（セトラシステムズ社製，測定可能範囲：0～34.5kPa）を，流量は2つの流量計（オーバル社製，LS5377-400B，測定可能範囲：10～60L/min & 大阪フローメーター製，RHS タイプ，測定可能範囲：50～500L/min）を，温度は温度計（カスタム製，CT-220）を用いて測定した。

3. 結果

3.1 性能曲線

図2に実験と数値計算から得られた水車回転数 600rpm 時のポンプ水車の性能曲線を示す。横軸は流量係数 $\phi=Q/Au_T$ ，縦軸は圧力係数 $\psi_G=gH_G/u_T^2$ ， $\psi=gH/u_T^2$ である。ここで流量 Q ，水車出口面積 $A=2\pi r_2 d_2$ ，水車回転速度 $u_T=r_2\omega$ ，重力加速度 g ，総落差 $H_G=\Delta p/\rho g$ ，有効落差 $H=\Delta p/\rho g$ ，水車出口半径 r_2 ，水車出口高さ d_2 ，水車回転数 ω ，水車入口出口間の差圧 Δp ，水の密度 ρ である。図2より，実験，数値計算共に性能曲線上に極大値と極小値が見られ S 字曲線が確認された。なお，計算から求めた 600rpm での設計流量は $\phi=0.053$ であり，実験で得られた極大値，極小値はそれぞれ設計流量の 50.6%，63.3% で見られることがわかった。ここで，設計流量とは水車出口における流れの旋回速度成分が 0 となる時の流量のこととする。また，損失ヘッド ψ_{loss} は総落差 ψ_G と有効落差 ψ の差から求められるが，図2より流量が減るにつれて ψ_{loss} が大きくなり S 字曲線が発生していることがわかる。

3.2 相対速度ベクトル

図3に各流量の入口高さの中央断面での羽根車内外部の相対速度ベクトルを示す。設計流量の 149.6% にあたる $\phi=0.0788$ では，流れが水車に無衝突で流入し，羽根車に沿って流れているが，63.3% にあたる $\phi=0.0333$ では羽根車入口において逆流が見られ，31.6% にあたる $\phi=0.0166$ では羽根車内部でも逆流が見られる。逆流は羽根車から角運動量を得て外部に流れることから，部分的に水車は逆転ポンプになっていることが

Fig. 2. Performance curve of pump turbine at $p_i=0\text{kPa}$, $n=600\text{rpm}$

わかる。また，図2で見られる損失ヘッドの増加は，逆流による二次流れが原因であると考えられる。

3.3 角運動量分布

図4に低流量 $\phi=0.0333$ ， $\phi=0.0166$ での周方向流速の等半径断面平均から求めた角運動量半径方向分布を示す。図中における水車入口出口間の右下がり流れが水車から角運動量をもらいポンプとして作用し，右上がり流れが水車に角運動量を与え，水車として作用することを示している。 $\phi=0.0333$ において，入口付近 $0.72 < r^* < 1.00$ ではポンプとして作用するが，それ以外の部分では水車として作用している。また，水車出口角運動量は水車入口角運動量より小さいことから，全体的に水車として作用していることがわかる。 $\phi=0.0166$ においては， $\phi=0.0333$ より小さい半径 ($0.80 < r^* < 1.00$) までポンプとして作用し，それ以外の部分では水車として作用している。また，水車出口角運動量は水車入口角運動量より大きいことから，全体的にポンプとして作用していることがわかる。

4. 結論

- ・ 実験では S 字曲線の極大値，極小値は設計流量の 50.6%，63.3% で見られた
- ・ S 字曲線が見られる低流量側では，羽根車内部流れに逆流が見られる
- ・ より低流量になるほど羽根車内部におけるポンプとして作用する領域が大きくなり，極低流量では水車がポンプとして作用する。

参考文献

- (1) Yamaguchi, M. et al., Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, series B, Vol.51(1985), No.472, pp.3937-3944

Fig. 4. Dimensionless angular momentum distribution for the pump-turbine at $n=600\text{rpm}$

Fig. 3. Velocity vectors distribution at $n=600\text{rpm}$