D24 ポンプゲート用軸流ポンプの動翼・案内翼形状および吸込み部形状に関する研究

Studies on Impeller and Guide Vane of Axial-flow Pump and Shape of Suction Pipe for Pump Gate

○ 学 鬼東 講介 (熊大院) 正 大庭 英樹 (熊大) 正 宗像 瑞恵 (熊大)
正 吉川 浩行 (熊大) 寺地 弘幸 (西田鉄工(株))

Kousuke ONITSUKA, Kumamoto University, Hideki OHBA, Kumamoto University,

Mizue MUNEKATA, Kumamoto University, Hiroyuki, YOSHIKAWA, Kumamoto University

Hiroyuki TERACHI, Nishida Tekko Corporation

Key word: Pump gate, Axial-flow pump, Impeller, Guide vane, Pump sump, Continuous vortex

1. 緒言 ポンプゲートは洪水対策用に設置される排水装置であり、その一例を概要図1に示す。ポンプゲートは水門の扉部にポンプを設置するためにポンプの設置スペースに制限があり、小型・高効率かつゴミ通過などに耐えうる羽根車を持つポンプが求められている。さらに図1に示すようにモータ軸と羽根車軸が直交する構造も考えられ、この場合にはモータ軸カバー形状も含めた案内翼形状もポンプ性能には大きな影響を及ぼす。また、ポンプゲートの設置箇所は、比較的水位の浅い小河川が吸込み水槽となるため、運転水位をできるだけ低くしたいという要求が生じるが、水位が低いと渦が発生する。ポンプ吸込み水槽において、空気吸込み渦、あるいは水中渦が発生するとポンプの性能低下から揚水不能へと至る現象を引き起こすことがある。実機においてこのような現象が発生してしまうとその対策が困難な場合が多い。そこで模型吸込み水槽を用いて、渦の発生状況を調べ、実機のポンプ吸込み水槽での渦発生を予測を行う必要がある⁽¹⁾。本研究では翼製作コストを考慮して翼表面粗さの影響、異物通過による強度を考慮して翼後縁厚みの影響、さらには案内翼形状がポンプ性能に及ぼす影響を実験により調査し、さらに模型吸込み水槽に関しては、連続渦発生水位についての実験結果についての報告を行う。

2. ポンプ性能試験

2.1 実験装置および方法 ポンプ性能試験の試供ポンプはケーシング内径250mmであり、異物の通過性を考慮してハブ比0.5、羽根枚数3枚とした。羽根車回転数は1000rpmで行い、軸動力はトルクメータを用いて計測した。試供翼は、NACA65系統翼を用いカーペット線図⁽²⁾を用いて設計を行った。動翼後縁厚みは前縁より60%の位置から徐々に増厚し、後縁部での厚みを2.80mm(弦長137mm)とした。基準翼の後縁厚みは0.41mmである。翼表面はφ10のボールエンドミルで加工し、表面粗さは0.158mmである。一方基準翼は手仕上げによって半鏡面加工されている。また動翼後の案内翼は角超過係数⁽²⁾を用いて設計した円弧静翼(6枚の場合)、図1のモータ軸カバーを想定した特殊形状案内翼(図2参照)1個と2個の軸方向平板翼をそれぞれ周方向に等間隔に設けた場合(Particular formed guide vane)と、さらに案内翼なしの場合について性能試験を行った。

2.2 ポンプ性能試験結果および考察 図3に案内翼形状によるポンプ性能試験結果を示す。横軸に流量係数 ϕ 、縦軸に内部効率 η 、軸動力 λ 、揚程係数 ψ をそれぞれとっている。ここで、動翼形状については、翼先端隙間比0.68%、半鏡面加工仕上げの動翼を用いている。圧

Fig.1 Example of pump gate

Fig.2 Shape of particular formed guide vane (top view)

Fig.3 Effect of guide vane on pump performance

力上昇量は案内翼後方で周方向8ヶ所に等分に設けた静圧孔を用いて計測した。円弧静翼の場合、最大流量時では、これが抵抗になり案内翼なしより効率は悪くなっている。特殊形状案内翼の場合には著しい圧損がみられ、形状の選定には十分な考慮が必要であることがわかる。図4に動翼後縁厚さによるポンプ性能試験結果を示す。案内翼には円弧静翼を用いている。後縁部を厚くすることで揚程係数、軸動力

Fig.4 Effect of rotor trailing edge thickness on pump performance

共に増しているが軸動力の増加割合の方が大きいために効率は低下している。また、翼表面粗さの加工精度がポンプ性能に及ぼす影響について、φ10のボールエンドミルを用い、ピッチ2.5mm、切り込み深さ1mmで加工した場合には、半鏡面加工仕上げの場合と比べて最大効率で1%程度の劣化が見られるが顕著な差は認められなかったため図は省略した。

3. 模型吸込み水槽試験

3.1 実験装置および方法 通常、実機のポンプゲートは排水量の増加とメカニカルトラブルなどに対応するためにポンプを二台設置している。そのため本研究でも二台のポンプを用いた吸込み水槽試験を行った。水槽の大きさは幅0.5m、長さ2m、高さ0.6mであり、2連のポンプの中心間隔は0.25mである。さらに水面の波立ちや水槽内の流れの一樣性の影響を調べるために、コアサイズ1/4in、厚さ30mmのハニカムを吸込み管の後壁から0.6mと1.5mの位置に装入した場合についても実験を行っている。実験では図5に示すような3種類の吸込み部形状を使用した。なお、底面から吸込み口縁までの距離Zのそれぞれの値は直管型: Z=143mm, 45°ベンド型: Z=84mm, 90°ベンド型: Z=83mm, 吸込み口先端部の後壁からの距離Yは全ての吸込み部においてY=110mmとしている。実験方法は、管内流速が0.65 m/s, 0.80 m/s, 0.95 m/s, 1.10 m/s, 1.20 m/sの5条件、水位は5mm刻み、一回の渦観測時間は10分間として連続渦が発生し始める水位について調査を行った。なお、本研究において連続渦とは、水表面から渦が吸込み部に達し、短時間でも空気の吸込みがつながっている渦と定義している。

3.2 模型吸込み水槽試験結果および考察 連続渦が発生し始める水位から管中心までの距離の無次元値 (H/d) と管内流速の関係についてハニカムの有無によって比較したものを図6に示す。全ての吸込み部形状において、管内流速が遅い場合はハニカム無し、速い場合はハニカム有りが連続渦発生水位が低くなる結果となった。これは、流速が遅い場合、ハニカムによって水表面上の波立ちや乱れが抑えられるために連続渦発生水位が高くなったと考えられる。一方、管内流速が速い場合、ハニカム有りで後壁からの流れが大きいという現象が見られた。そのため、渦が一度発生してもその流れに乗ると吸込み部付

Fig.5 Shape of suction pipe

Fig.6 Relation between H/d and pipe flow velocity

近から離れるために連続渦発生水位が低下したのだと考えられる。

4. 結言 ポンプゲートの軸流ポンプ動翼、案内翼形状および吸込み部形状に関する研究により以下のことが判明した。

- (1) 動翼表面粗さについては今回のボールエンドミルによる加工で十分である。
- (2) 案内翼無しや今回使用した案内翼のような形状では、本文中では触れていないが下流になるほど大きな圧力降下があった。これは、旋回流れによる抵抗増大だと考えられるため、実機には旋回流れを軸方向流れに滑らかに変えることができる案内翼形状を開発する必要があると考えられる。
- (3) 後縁厚みを増した場合、圧力上昇の増加よりも軸動力の増加が顕著であった。
- (4) 吸込み水槽試験について、水表面の乱れが激しい場合、渦は一度発生しても乱れにより渦が消滅してしまう。その結果、流速が速くても渦が発生する水位が低くなることがある。
- (5) 後壁からの逆向き流れが大きい場合、渦が発生してもその流れに乗ると吸込み部から遠ざかることにより、連続渦発生水位が低くなることがある。

参考文献

- (1) ターボ機械協会, “ターボ機械協会基準—ポンプの吸込水槽の模型試験法”, ターボ機械協会, 2005.
- (2) 生井武文, “送風機と圧縮機”, 朝倉書店, 1965