二重反転形軸流ポンプの動翼列間圧力干渉に関する研究

Experimental study on blade rows interaction in contra-rotating axial flow pump

学 吉村 浩晃（九大院） ○ 曹 琳琳（九大院） 本田 浩範（九大院）
正 渡邊 聡（九大） 正 古川 明德（大分高専）

Hiroaki YOSHIMURA, Graduate School of Engineering, Kyushu University, Motoooka 744, Nishi-ku, Fukuoka
Linlin CAO, Graduate School of Engineering, Kyushu University, Motoooka 744, Nishi-ku, Fukuoka
Hironori HONDA, Graduate School of Engineering, Kyushu University, Motoooka 744, Nishi-ku, Fukuoka
Satoshi WATANABE, Department of Mechanical Engineering, Kyushu University, Motoooka 744, Nishi-ku, Fukuoka
Akinori FURUKAWA, Oita National College of Technology, 1666 Maki, Oita

Key Words: Axial flow pump, Contra-rotating rotors, Blade rows interaction

1. 諸言

近年、ターボ機械の小型高速化が求められており、ターボ形ポンプにおいては更なる高比速度化による揚水性能および吸込み性能の低下が懸念される。そこで、著者らの研究グループではその対策として軸流ポンプへの二重反転形翼車の採用を提案し、その実用性を調査してきた⁽¹⁾。二重反転形翼車は、前段動翼とそれとは逆方向に回転する後段動翼の双方で流体にエネルギーを直接伝達することにより翼車1段当たりの負荷を低減し、ポンプの小型化に有効である⁽²⁾。一方で、その作動原理上、前後段動翼間での複雑な翼列間干渉および部分流量域における揚程の右上がり特性に起因する不安定現象の発生が懸念される。そこで本研究では、ケーシング壁面静圧計測により翼列間干渉および揚程の右上がり不安定性について実験的に調査を行う。

2. 実験装置および実験方法

Fig.1 に実験装置の試験部断面図を示す。ポンプの設計流量は $Q_d=70\text{L/s}$ 、設計揚程は $H_d=4.0\text{m}$ である。軸系は内外の2軸構成であり、前後段翼車はそれぞれ独立した電動機により駆動される。翼根元径、先端径はそれぞれ 100mm、198mm であり、翼端すき間は 1mm である。また、翼枚数は前段動翼が 4 枚、後段動翼が 5 枚である。本研究で用いた翼車（以下、RR3）はその設計回転数が $N_f=1311\text{min}^{-1}$ 、 $N_r=1123\text{min}^{-1}$ （添え字 f は前段動翼、 r は後段動翼をそれぞれ表す）で、後段動翼が前段動翼より低速、すなわち低負荷となっている。これは過去の研究により得られた翼設計に関する知見を反映して製作されたものであり⁽³⁾、性能試験の結果から、設計通り後段（図中▽）が前段（図中△）より低揚程となることが確認されるとともに、 $Q=28\text{L/s}$ 以下の低流量域において右上がり特性が現れることが分かった（Fig.2）。詳細は文献(3)を参照されたい。

壁面静圧は Fig.3 に示す静止系での測定点において歪みゲージ式圧力変換器により計測する。測定点数は前後段動翼の軸方向にそれぞれ 8Ch（図中●が前段部、●が後段部）の計 16Ch である。計測におけるサンプリング周波数は、前段動翼が 2.5° 回転する時間に対応する 3.15kHz （サンプリング周期 $318\mu\text{s}$ ）とする。また、データ取得点数は測定点 1Ch 当たり 8192 点である。電圧[V]で得られた静圧データをヘッド[m]に変換した後に FFT 解析を行い、揚程の変動量 ΔH の周波数特性を得る。

Fig.1 Schematic view of test contra-rotating pump

Fig.2 Pump characteristic on head

Fig.3 Axial positions of pressure measuring points

3. 実験結果および考察

3.1 翼通過による圧力変動

Fig.4 に設計流量 $Q=70\text{L/s}$ における後段入口（Ch1）での壁面静圧変動の FFT 解析結果を示す。横軸は周波数[Hz]を、縦軸は変動の強さであるパワースペクトル[m]をそれぞれ表す。図から、 93.7Hz において後段動翼の翼通過周波数（BPF）による際立ったピークが存在している。また、前段動翼の BPF によるピークも 87.5Hz において確認できる。これらの圧力変動は過去の供試翼車（以下、RR2）を用いた実験においても確認されており、特に後段動翼の BPF による圧力変動が前後段間流路の流れに強く干渉することが指摘された⁽⁴⁾。RR2 の設計回転数が $N_f=N_r=1225\text{min}^{-1}$ であり、RR3 と比べて後段動翼が高負荷であることから、この

後段動翼からの干渉は RR3 では低減されることが期待され、実際 Fig.5 に示す圧力変動の軸方向分布から、RR3 における後段 BPF 成分 (図中青破線) の前段動翼への影響が RR2 のそれ (図中赤破線) より明らかに低減されているのが確認できる。

3.2 回転圧力場による圧力変動

Fig.4 において BPF 成分以外にも変動のピークが確認でき、このようなピークの存在要因の一つとして翼列間干渉による回転圧力場の発生が考えられる。久保田ら⁽⁵⁾が動静翼干渉について導出した、回転圧力場の直径節数 m および回転周波数 f の決定法を二重反転形翼車の場合に適用することにより、回転圧力場の波数および周波数に関する次式が得られる。

$$nR + kF = m \cdots (1)$$

$$f = nRf_r + kFf_f \cdots (2)$$

ここで、 R, F は後段動翼および前段動翼の翼枚数、 n, k は各動翼による励振次数、 f_r, f_f は各動翼の回転周波数をそれぞれ表す。Fig.4 において見られた圧力変動のピーク周波数と式 (2) から求まる周波数を比較すると、181.9Hz, 268.3Hz, 274.5Hz, 362.0Hz の 4 点 (図中において○で囲った部分) において理論値と実験値が一致しており、本研究に用いた供試ポンプにおいてはこれらの周波数において実際に回転圧力場が発生しているものと考えられる。

3.3 揚程曲線の右上がり領域における圧力変動

Fig.6 に部分流量域の 1 例として $Q=21\text{L/s}$ における後段入口の圧力変動の FFT 解析結果を示す。各軸は Fig.3 と同様である。 $Q=70\text{L/s}$ と比較して複雑な変動様相を取っており、変動量自体も大きくなっていることが分かる。不安定現象による振動は一般的に数 Hz～数十 Hz 程度の低周波数で発生し、特に巡回失速のような回転を伴う現象では複数のセルを持つことが一般的に知られている。よって、直径節をセルに置き換えれば、前節で述べた回転圧力場と同様に FFT 解析結果からポンプ内部に発生している不安定現象を捉えることができる予想されるが、Fig.6 中においては不安定現象が特定できるような特徴的な変動ピーク値は見られなかった。Fig.7 には全流量域 ($Q=7\sim 77\text{L/s}$) における圧力変動のパワースペクトルを等高線表示したものを示す。図から、流量 (縦軸) にして $7\sim 42\text{L/s}$ 、周波数 (横軸) にして $0\sim 120\text{Hz}$ の広い範囲において強い圧力変動が見られるが、このような分布が現れる原因は分かっていない。

4. 結言

二重反転形軸流ポンプにおける翼列ケーシング壁面での瞬時静圧計測を行い、次の結論を得た。

- 1) 後段動翼の BPF 圧力変動は動翼間流路に強く干渉を及ぼすが、低速化に伴う翼負荷の減少によりその効果は弱くなることが確認された。
- 2) 動翼列間干渉による回転圧力場の発生により複数の周波数での圧力変動が確認された。
- 3) 部分流量域においては、特定の不安定現象は見られなかったが、広い周波数領域において圧力変動が増加した。

Fig.3 FFT analysis of pressure fluctuation ($Q=70\text{L/s}$, Inlet of rear rotor)

Fig.4 Axial distribution of BPF component

Fig.5 FFT analysis of pressure fluctuation ($Q=21\text{L/s}$, Inlet of rear rotor)

Fig.6 Contour map of pressure fluctuation

参考文献

- 1) 古川明徳・ほか 4 名, 二重反転形軸流ポンプに関する実験的基礎研究, 機論, 67-657, B(2001), 1184-1190.
- 2) 古川明徳・渡邊 聡, 二重反転形軸流ポンプ, ターボ機械, 34-7 (2006), 339-403.
- 3) L.Cao, ほか 3 名, Low Speed Design of Rear Rotor in Contra-Rotating Axial Flow Pump, Int.J. Fluid machinery and systems, 6-2 (2013), pp.105-112.
- 4) 古川明徳・ほか 4 名, 二重反転形軸流ポンプのケーシング壁面静圧計測と翼列間干渉, 機論, 71-711, B(2005), 2710-2716.
- 5) 久保田裕二・ほか 4 名, 静止側の分布励振源による羽根付回転円板の振動, 機論, 49-439, C(1983), 307-313