J051033

二重反転形小型軸流ファンの羽根車内の非定常内部流動について

清水 大喜^{*1}, 福富 純一郎^{*2}, 重光 亨^{*2}

Unsteady Internal Flow in Rotors of Contra-Rotating Small-Sized Axial Fan

Hiroki SHIMIZU^{*1} and Junichiro FUKUTOMI and Toru SHIGEMITHU^{*1} The University of Tokushima
Minamijosanjima-cho 2-1, Tokushima city, 770-8506 Japan

Small-sized axial fan is used as air cooler for electric equipments. But there is demand for higher power of fan according to the increase of quantity of heat from electric device. Therefore, higher rotational speed design is necessary but it causes the deterioration of efficiency and increases the noise. Contra-rotating axial fan is smaller than single axial fan under the same rotational speed, and is effective for lower rotational speed design under the same diameter. In addition, contra-rotating small-sized axial fan is higher efficiency compared with single small-sized axial fan. Then, the adoption of contra-rotating rotor for small-sized fan was proposed for the improvement of performance. In the present paper, the internal flow of contra-rotating small-sized axial fan with 100mm diameter obtained by the numerical analysis is shown. Furthermore, flow condition at inlet of rear rotor influenced by the wake of front rotor which is characteristic unsteady flow condition of contra-rotating rotors and flow condition at outlet of rear rotor is mentioned by the results.

Key Words : Small-sized axial fan, Contra-rotating rotors, Performance, Internal flow

1. 緒 言

現在, サーバなどの電子機器の冷却装置には小型の軸流ファンが使用されているが, 半導体の高集積化に伴う発熱量の増加により小型軸流ファンには更なる高出力化の傾向⁽¹⁾にある。しかし, ファンの設置場所には制約があるため, ファン径を大きくすることによる高出力化には限界がある。そのため高回転速度化の傾向にあるが, 回転速度の増加に伴う性能低下や騒音の問題, さらに性能低下による消費電力量の増加などの問題が懸念されている。二重反転形は半径方向へのコンパクト化(同一回転速度条件下)および低回転速度化(同一直径条件下)に有効⁽²⁾であり, さらに単段の小型軸流ファンと比較し高い効率が期待できるため, 消費電力の抑制の面においても有効である。したがって, 小型軸流ファンの高性能化・コンパクト化・省電力化への打開策として二重反転形小型軸流ファンを採用した。

本報では, 二重反転形小型軸流ファンの非定常数値流れ解析結果からその内部流れを示す。そして, 二重反転形特有の流れ場である前段羽根車後流の影響による後段羽根車の迎え角の変化や後段羽根車出口における後段羽根車の圧力場の影響について言及する。

2. 羽根設計諸元および実験装置

2・1 羽根主要設計諸元

二重反転形小型軸流ファン(RRtype と呼ぶ)の主要設計諸元を表1に示す。二重反転形小型軸流ファンのハブ/翼先端比を $D_h/D_t=45/98[\text{mm}]$, チップクリアランスを $c=1[\text{mm}]$, 設計流量を $Q_d=0.016[\text{m}^3/\text{s}]$ に設定した。また,

^{*1} 学生員, 徳島大学大学院 先端技術科学教育部 (〒770-8506 徳島県徳島市南常三島町2丁目1番地)

^{*2} 正員, 徳島大学大学院 ソシオテクノサイエンス研究部

E-mail: t-shige@me.tokushima-u.ac.jp

前段・後段ともに設計羽根車回転速度を $N_f=N_r=1780[\text{min}^{-1}]$ ，設計圧力上昇量を $P_{df}=P_{dr}=7.35[\text{Pa}]$ とし，前段羽根車回転方向を正としている．また小型軸流ファンにおいては，一般的に円弧羽根が使用されるが，翼形採用による性能改善に関する報告⁽³⁾もあることから本研究では NACA 翼形を使用した．

Table.1 Primary dimensions of RR type

		Hub	Mid	Tip
	Diameter[mm]	45	72	98
Front Rotor (RRtype)	Blade Number	4		
	Blade Profile	NACA4409		
	Solidity	1.196	0.496	0.29
	Stagger Angle[deg]	44.67	61.09	68.15
Rear Rotor (RRtype)	Blade Number	5		
	Blade Profile	NACA4412		
	Solidity	0.832	0.418	0.261
	Stagger Angle[deg]	56.73	64.54	69.6

Q_d :設計流量 $[\text{m}^3/\text{s}]$ c :チップクリアランス $[\text{mm}]$ P_d :設計圧力上昇量 $[\text{Pa}]$ r_c :ケーシング半径 $50[\text{mm}]$
 D_h :ファンのハブ直径 $[\text{mm}]$ ΔP :圧力上昇量 $[\text{Pa}]$ D_i :ファン直径 $[\text{mm}]$ V_t :周方向速度 $[\text{m/s}]$
 L :前後段翼列間距離 $[\text{mm}]$ V_z :軸方向速度 $[\text{m/s}]$ r :ファン中心からの半径方向距離 $[\text{mm}]$
 l :前段羽根車チップ翼弦長 $23.7[\text{mm}]$

2・2 実験装置

図1に，今回使用した実験装置の概略図を示す．実験装置は JIS B8330 に準じた送風機の試験および検査方法に基づき設計を行っており，試験部吸込み口から流入した空気は羽根車，チャンバー，測定管路，補助送風機の順に通過し大気に解放される．また，羽根車の回転速度はサーボモータで制御し一定回転速度で試験を行い，流量は補助送風機で制御しオリフィス流量計により測定した．

Fig.1 Experimental equipment

2・3 解析条件

数値流れ解析では汎用数値解析コードである ANSYS-Fluent を使用し，実験と同一の計算モデルを使用し三次元非定常解析を実施した．計算格子数は RRtype の前段羽根車を約 208 万点，後段羽根車を約 154 万点，羽根車を除く実験装置全体で約 92 万点とした．計算条件として，羽根車入口を質量流量一定，羽根車出口を静圧一定とした．乱流モデルは SST $k-\omega$ モデルを使用し，壁面近傍には標準壁関数を用いている．また，非定常解析は設計流量 $1.0Q_d$ および部分流量 $0.6Q_d$ において行った．

2・4 データ抽出位置および前後段羽根車周方向相対位置

図2にデータ抽出位置と前後段羽根車周方向相対位置の定義について示す．任意の子午面に対して前段羽根車前縁および後段羽根車前縁のなす角が $0[\text{deg}]$ の位置を前後段羽根車周方向相対位置の初期位置 $\theta_r=\theta_f=0[\text{deg}]$ と定義

し、回転角 θ_f, θ_r の回転方向はそれぞれの羽根車回転方向と同様としている。また、後段羽根車ハブ後縁からデータ抽出位置までの距離を z として定義している。回転角 θ_f, θ_r は $3.6[\text{deg}]$ ごとに变化し、 $\theta_f = \theta_r = 72[\text{deg}]$ まで後処理を行った。また、初期位置から $\theta_f = \theta_r = 36[\text{deg}]$ 变化するごとに前段羽根車前縁と後段羽根車前縁は相対する。よって、翼間2ピッチ分のデータより評価している。

Fig.2 Sampling point of data and tangential relative position of front and rear rotors

3. 非定常解析結果

3・1 性能曲線

まず非定常解析結果の妥当性を示すために、設計回転速度における RRtype の実験および非定常解析により得られた圧力特性曲線を図3に比較して示す。実験結果と解析結果を比較すると、解析結果の方が多少大きな値を示しているものの、比較的良好一致を示しており、解析結果の妥当性が伺える。それでは、この解析結果を用いて二重反転形小型軸流ファンの内部流動について考察していく。

Fig.3 Pressure curve of RRtype

3・2 後段羽根車の入口流れ場

図4は後段羽根車前縁1mm上流における前後段羽根車の周方向相対位置が変化した場合の軸方向速度と周方向速度を示す。図4(a),(b)の横軸は前段羽根車前縁と後段羽根車前縁の周方向位置が一致した場合を $\theta = 0[\text{deg}]$ としたときの前段羽根車前縁と後段羽根車前縁との周方向相対位置を示しており、縦軸はそれぞれ軸方向速度と周方向速度を示す。

向速度を示している。また、図 4,5 に示されている橙色の丸は各半径位置における前段羽根車の後縁と後段羽根車前縁の周方向相対位置を示している。これらの図より、軸方向速度および周方向速度は一定の周期性を持って変化していることがわかる。また、その周期は各半径位置において同様であり、 $43.2[\text{deg}]$ ごとに一周期となっていることがわかる。しかし、軸方向速度においては各半径位置で位相のずれが生じている。また特に、チップ側($r/r_c=0.98$)においては前段羽根車の後流による影響をあまり受けておらず、周期変動の幅は小さい。これは、前段羽根車の後流による影響よりも壁面境界層による影響の方がチップ側においては支配的であることが考えられる。図 5 は前後段羽根車の周方向相対位置が変化した場合の後段羽根車への迎え角の変化を示している。ここで、図 5 の横軸は図 4 と同様で縦軸は迎え角を示す。図 5 より、後段羽根車への迎え角は一定の周期性を持ち変化していることから、前段羽根車後流による影響を受けていることが考えられる。よって、本研究に用いた二重反転形小型軸流ファンにおいては後段羽根車において前段羽根車後流の影響を受けていることから、前段羽根車と後段羽根車の距離である前後段翼列間距離をより大きくとることが必要である。しかし、一般的に前後段翼列間距離を大きくしすぎると性能が低下することがわかっていることから、最適な前後段翼列間距離を見つけることが必要である。

Fig.4 Flow condition of inlet at rear rotor

Fig.5 Attack angle distribution of rear rotor

3・3 後段羽根車の出口流れ場

図 6 は後段羽根車下流における静圧分布を示す。図 6 の横軸は初期位置からの後段羽根車前縁の変化した角度(前段羽根車前縁も反対の回転方向に同様に角度が変化する)を示しており、縦軸は静圧を示している。図 6 より、後段羽根車下流における静圧は一定の周期性を持っており、下流に進むにつれて周期変動の幅が小さくなっ

ていることがわかる。そして、後段羽根車後縁下流 20mm では周期変動の幅は約 0.4Pa となり、羽根車からの距離が一定以上離れると後段羽根車からの圧力場の影響はほとんど表れなくなることがわかる。この結果より、実際の製品においてはスポークなどが配置されることから、後段羽根車後流による干渉や圧力変動の影響を低減するためにスポーク位置を羽根車から離すと有効であるとわかる。しかし、実際には設置場所の制約や小型化のニーズから軸方向のスペースを必要以上には確保できないことから、スポークや翼を傾斜させることにより干渉を低減することや翼形状を変更するなど⁽³⁾⁽⁴⁾の騒音対策がとられている。よって、動作環境に適した総合的な騒音対策を検討することが必要である。

Fig.6 Static pressure distribution of outlet of rear rotor

4. まとめ

直径 100mm の二重反転形小型軸流ファンの非定常数値流れ解析を実施し、内部流動を考察した結果、以下の点が明らかとなった。

1. 本研究に用いた二重反転形小型軸流ファンにおいては前段羽根車後流の影響を後段羽根車が一定の周期性を持って受ける。また、チップ側($r/r_c=0.98$)においては前段羽根車後流の影響があまり見られない。
2. RRtype の後段羽根車下流において周期性を持った圧力変動が生じている。しかし、下流に進むにつれて、その周期変動の幅は小さくなり、羽根車から一定以上離れると影響はほとんどなくなる。

文 献

- (1) Miyahara, M and Fukano, T., "Fan Cooling Technology for Small Electronic Device", *Turbomachinery*(in Japanese), Vol. 34, No3, (2006), pp.129-134.
- (2) Furukawa, A., Shigemitsu, T and Watanabe, S., "Performance Test and Flow Measurement of Contra-Rotating Axial Flow Pump", *J. Thermal Science*, Vol. 16, No. 1, (2007), pp.7-13.
- (3) Ito, T., Minorikawa, G., Nagamatsu, A and Suzuki, S., "Experimental Research for Performance and Noise of Small Axial Flow Fan(influence of Parameter of Blade)", *Trans. JSME* (in Japanese), Vol. 72, No. 715, (2006), pp.670-677.
- (4) Ito, T., Minorikawa, G., Nagamatsu, A and Suzuki, S., "Experimental Research for Performance and Noise of Small Axial Flow Fan(influence of Parameter of Frame)", *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 2, No. 2, (2009), pp.136-146.