クロスフローファンの内部流れと送風特性*

赤池 茂^{*1}, 北田 基博^{*2}
平 等^{*2}, 菊山 功嗣^{*3}

Internal Flow and Fan Characteristics of a Cross-Flow Fan

Shigeru AKAIKE, Motohiro KITADA,
Hitoshi TAIRA and Koji KIKUYAMA

Since the configuration and variable flow rate characteristics of a cross-flow fan can be improved by changing the rotor length, they are increasingly used in the rear cooling units of mini vans, in which compact design and low noise characteristics are required. Although many studies have been carried out the flow and performance and it has been shown that the internal flow, depending on the configuration of the casing, has a large effect on the performance, the methods for predicting the performance and designing an efficient fan have not yet been established. In this work the internal flows analyzed by numerical simulation and measured by LDA (Laser Doppler Anemometer) are compared, and the results are found to agree with each other. Thus, information on improving the performance of the fan can be obtained using the numerical method presented in this work.

Key Words: Blower, Fluid Machinery, Numerical Analysis, Flow Visualization, Internal Flow

1. 緒 言

クロスフローファンは、現在おもに家庭用エアコンディショナの室内機用の送風機として使用されている。このファンは、他の送風機に比較して薄形に設計できることと、軸方向寸法を変えることで、風量を制御できる特長をもっている。このため、コンパクト化が要求される、ワンボックスカーの天つり形リアクーラ用ファンとして使われるようになってきた。しかし、流入流れ方向の偏りや、ケーシング形状変化によって、性能が大きく変わる短所も有している。このため、車両の天井のような限られた空間に、必要性能を確保して搭載するためには、車両ごとに検討を加えなくてはならない。

このファンの性能向上に関する研究⁽¹⁾⁽²⁾は、家庭用エアコンディショナを対象としたものがおもで、搭載上の制約を強く受ける車両用に関する研究はほとんどないのが現状である。しかも、これらの研究は、使用状況によって、ファン特性がどのように変化したかの

解析がおもで、このファン特性を左右する偏心渦の挙動と、その結果得られる送風特性との関係について、検討した研究はほとんどないのが現状である。

本研究は、車両に使用できるクロスフローファン開発のため、数値シミュレーションによってファン内部流れを求め、この結果を、レーザ流速計による計測およびファン特性計測結果と比較した。そして、その精度と有用性を確認したうえで、この手法を用いて、ファン性能の改良指針を得ることを目的とした。

2. 記 号

D_1 : ファン外径(=0.062 m)

D_2 : ファン内径(=0.05 m)

l : ファン軸方向長さ(=0.2 m)

N : ファン回転数(=2 400 rpm)

p : ファン静圧 Pa

ΔP : ファン静圧 Pa

u_1 : ファン周速 $=\pi D_1 N/60$ m/s

V_a : 風量 m^3/h

w : 流入平均流速 m/s

ξ : 抵抗係数 $=2\Delta P/(\rho w^2)$

θ : 前進角 deg

ρ : 空気密度 kg/m^3

* 1994年11月4日 機械学会流体工学部門発表会において講演, 原稿受付 1996年5月13日.

^{*1} 正員, 日本電装(株) (〒448 刈谷市昭和町1-1).

^{*2} 日本電装(株).

^{*3} 正員, 名古屋大学工学部 (〒464-01 名古屋市千種区不老町).

ϕ : 流量係数 $= 4V_a/3600(D_1^2 u_1)$

ψ : 圧力係数 $= 2P/(\rho u_1^2)$

3. 実験装置および解析方法

図1に実験に使用した、供試ファンの概略を示す。供試ファンモデルは、実機ファンを軸方向に $l=200$ mm の寸法に縮小したものである。ファン外径 D_1 は 62 mm, 内径 D_2 は 50 mm, 羽根枚数 Z は 33 枚で、設定回転数 N は 2400 rpm である。

流れの可視化実験は、内部流れの定性的把握を行うために行った。また、後述する数値シミュレーション結果の精度検証を行うために、図1に示す実機エバポレータ(通風抵抗係数 $\xi=0.01$)を装着した場合と、しない場合の二つの作動点で、レーザ流速計による内部流速の計測も行った。

このファン内部の実際の流れは、壁面近傍を除くと軸方向に一様性が強いことが知られているため、可視化、流速測定は、モータが取り付けられている壁の反対側の壁から 70 mm の位置での断面(図1)で行った。可視化は、光源に Ar レーザ光をスリット状にしたものを使用し、この光源をファンの回転と同期させて行った。可視化実験に使用したトレーサは、ドライアイス煙である。レーザ流速計での流速の測定点は、 X 方向、 Y 方向にそれぞれ、下流部で 4×9 点、ファン内部は 11×11 点、ファン上流部については通風抵抗の有無によりそれぞれ、 9×9 点、 12×9 点とした。

ファン内部の渦位置と性能の関係を明確にするため数値計算も実施した。クロスフローファンのブレードへの流入、および流出する流れは、各ブレードのケーシング内での周方向の場所ごとに異なるため、ファンの一部を翼列としてとらえ、翼列周りの解析を行うことは非常に難しい。また、このファンの送風は、ファン内部に偏心渦ができ、この渦に沿って空気が流れる

ことによって行われるため、解析領域は送風機全体を対象にし、ファン内部に偏心渦を発生させなくてはならない。そこで本研究では、ファンブレードをファン回転中心を中心に回転させ、ブレード周りのメッシュ系とその他の部分のメッシュ系で場の保存を成立させる移動境界条件を適用した。具体的には、一般の流体解析で行われる、式(2)の質量保存方程式、式(3)の運動量保存の方程式を解くだけでなく、式(1)に示される場の保存方程式を連立させて解く方法⁽³⁾である。ここで使用されている、 $\sqrt{g}$ はメトリックテンソルの行列式、 V は絶対速度ベクトル、 V_θ は格子の移動速度ベクトル、 V_r は流体の相対速度ベクトル($=V-V_\theta$)、 T は応力テンソル、 S_θ は外力のベクトル、 ρ は密度を表す。

ここで行った計算は、実際の流れが軸方向に一様性が強いことと、計算容量の増大を防ぐため二次元で行った。計算格子は全体で 23428 要素、この要素のうち回転部分の占める要素数は 17041 要素である。図2は本研究で使用したファン近傍における計算格子である。回転側のブレード間の格子は 8 要素に設定し、それに対応する静止側の格子も 8 要素に設定した。この回転側と静止側の接合面が、移動境界面で、メッシュの移動に伴う場の保存が成り立つように、式(1)の場の方程式を解く必要がある。ファンとケーシングとの間の領域は、巻き角が大きくなるに従ってファン半径方向の領域が大きくなる。この結果生じるメッシュの大変形を防ぐために、任意間隔に三角メッシュを使用した。

図3に計算領域の全体と境界条件を示す。計算領域は、ファン上流側にファン直径の 2.5 倍に相当する直管部を設けた。また、解の安定性を図るため、流入、流出の境界条件を与える領域において、直管部の上流側にファン径の 7 倍、ファン下流部にファン径の 6 倍

Fig. 1 Schematic view of prototype fan model

Fig. 2 Calculation mesh

Fig. 3 Analyzed region and boundary condition

のバルーンを設けた。境界条件は、前記のようにファン部とその周りの領域の接合部に移動境界条件を設定し、流入(P_1)・流出(P_2)境界ともに圧力規定とし、この圧力差で圧力ヘッド($P_2 - P_1$)を規定した。慣性項の離散化には、一次の風上差分を使用し、非定常解析を行った。また、計算は、標準形の κ - ϵ モデルを使用し乱流計算を実施した。計算の定常判定は、算出される流量が $\pm 5\%$ の範囲に収まった時点で定常と判断した。

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial \sqrt{g}}{\partial t} - \text{div } \vec{V}_g = 0, \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho) + \text{div}(\rho \vec{V}_r) = 0, \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \vec{V}) + \text{div}(\rho \vec{V}_r \vec{V} - \vec{T}) = S_v \dots\dots\dots (3)$$

$$\vec{T} = -\left(p + \frac{2}{3} \mu \text{div } \vec{V}\right) \vec{I} + 2\mu \vec{D}$$

4. 供試モデルの解析および考察

4.1 可視化実験結果 図4に可視化実験結果を示す。図4中左側が上流部で、右側が下流部、ファンの回転は時計回りである。ファンの回転により、流れは、スタビライザ上流(左側)付近で急激に方向を変えられ、ファン内部に流入していることがわかる。ファン内部に流入した空気は、偏心渦に沿って流れファン外部に流出している。この可視化実験により、スタビライザ上流で急激に方向を変えられた流れは、流量を一定に保っていても非常に不安定であり、ファンへの流入位置が周方向に移動を繰り返していることがわかった。クロスフローファンの送風性能は、流入流れ方向の偏りやケーシング形状変化によって大きく変化する。このような特徴は、上記の可視化実験で観察された、流れの不安定性から発生しているものと考えられる。すなわち、クロスフローファンの性能向上を図っていくうえで、性能変化の定性的傾向を把握するため

Fig. 4 Flow visualization result

Fig. 5 Analyzed result on low resistance condition

には、形状誤差、測定誤差等の実験誤差をできるだけ小さくして、性能の評価をする必要があると考えられる。

4.2 数値解析 図5に無負荷状態(ファン上流に熱交換器が存在せず、流入・流出部での静圧圧力差がない、すなわち、 $P_2 - P_1 = 0$)での計算結果を示す。ベクトル長が長いことは流速が速いことを表している。流れの定性的傾向は、スタビライザ近傍とスクロール巻始め近傍においてファンへの流入流速が小さくなっており、ファンの流出部の広い領域で高速に空気が吐出されていることがわかる。また、スタビライザ近傍においては、偏心渦に伴って発生した右回りの流れ(再循環流)が、主流の図左から右への流れと合流し、低流速点の領域が存在していることがわかる。次に、計算結果の検証のために、無負荷状態でレーザ流速計を用い内部流れの計測を行い、計算との比較を行った結果を図6に示す。最大流速は、10 m/s とほぼ同一であり、計算は、実験結果に非常によく一致している。また、このファン特有の偏心渦が、実験で測定されたファンブレード近傍に再現されていることがわかる。この偏心渦がファン回転中心から離れ、ファンブレード近傍に位置することにより、空気流がファンを貫流

する領域を広く保つことができ、低圧損時(無負荷状態)の高流量状態を再現していると判断できる。

次に、高圧損時、すなわちファンの流入・流出部に圧力差がある場合($P_2 - P_1 > 0$)について計算を実施した。具体的には、 $P_1 < 0$, $P_2 = 0$ であることを意味する。高通風抵抗時(ファン部上流に熱交換器が存在する場合)での計算結果と実験結果の比較を図7に示す。計算では、低通風抵抗時にファンブレードの近傍に存在

していた偏心渦が、通風抵抗の増加に伴い、ファンブレード近傍から離れ、ファン回転軸中心方向に移動していることがわかる。これに伴い、偏心渦中心とスタビライザの間の領域を、ファン回転方向に向かう、流れの再循環領域が大きくなっていることがわかる。この結果、ファン流入部において、低流量状態が形成され、流入領域が縮小されることになる。この渦の移動は、図7に示した実験結果においても同様の傾向があ

Fig. 6 Comparison between calculation and experiment (without Evaporator)

Fig. 7 Comparison between calculation and experiment (with Evaporator)

Fig. 8 Fan characteristic

ることが確認でき、ファンの内部流れで両者の傾向は一致していることがわかる。本研究の計算は二次元計算であるため、ファン風量の算出は、ファン上流の断面平均流速に供試ファンの軸方向長さを考慮することによって行うことができる。そこで、 P_1 をさまざま変化させ同様な計算をすることによって、圧力-風量特性を求めることが可能である。図8に算出したファン性能(実線)と、実験により求めたファン性能(破線)の比較を示す。実際のファン作動領域において、両者は定性的によく一致していることがわかる。

5. ファン風量アップの検討

5.1 改良モデルの検討 図6と図7の供試ファンの計算結果を用い、ファン性能向上の検討をした。まず、スクロールの出口付近の流れに着目すると、広い低流速領域が存在し、主流による反時計回りの渦が発生していることがわかる。そこで、スクロール出口部分の低流速領域を改善する目的で出口流路を図9に示したような形状に変更した。

また、遠心送風機において、巻き角を大きく取ることによって送風特性を改良することができることが一般的に知られている。クロスフローファンの場合、巻き角を大きく取ると、流入、あるいは流出口を縮小することになるため、図6、7の流れ場より、流速が速い場所まで巻始め位置を移動させ、巻き角を大きく取る図9の形状を検討した。

5.2 改良モデルの性能予測と測定 図9に改良モデルの低通風抵抗時の流れ場の比較を示す。供試モデルで見られたスクロール出口側付近の低流速領域は、改良モデルには見られず、出口部での低流速な渦の影響による、エネルギー損失が小さくなっているものと推測される。また、スクロールの巻始め位置をファン回転上流方向に延ばし、吐出し口までの助走区間を延長することによって、偏心渦中心とスタビライザ間の再循環領域が狭くなり、ファン上流からの図左か

Fig. 9 Flow in modified fan model

Fig. 10 Fan characteristic of modified model

ら右への主流と、再循環による右から左への流れが衝突し、低流速を生じる領域が、反時計回り方向に移動していることがわかる。このことは、ファンを貫流する流れ領域を拡大させる方向にあり、ファン流量特性が大幅に向上しているものと考えられる。図10に供試モデルと上記検討に基づき考案した改良モデルとでのファン性能予測計算の比較を示す。図10に示したように、実機作動点($\xi=0.01$)で約20%の流量向上が図られ、幅広い作動領域において、ファン性能が向上していることが予測される。

実際にこの改良モデルを作成し、供試モデルと改良モデルのファン性能を実験にて測定した結果、計算による予測と同様に、約20%の流量の向上が得られた。このことは、本解析手法がファン性能向上目的のために、十分有効であることを示している。

6. クロスフローファンの送風原理に関する考察

クロスフローファンの性能を向上させるためには、送風原理を考察し、偏心渦の生成メカニズムを解明することが非常に重要である。クロスフローファンの送風原理に関する考察は、山藤による可視化による検討⁽⁴⁾、鶴崎らによる粒子追跡法によるファン内部流れ

の計測による検討⁽⁵⁾、吉田らによる渦度放出モデルを使用した計算による検討⁽⁶⁾等があげられる。以下には、本研究で得られた計算結果を用いて、従来の研究結果と対比し、クロスフローファンの送風原理に関する考察を行う。

6・1 計算領域内での渦度分布の時間変化 山藤は、ケーシングのない解放場でファンを回転させ、可視化により渦の挙動を観察し、クロスフローファン内部に発生する偏心渦の生成過程を次のように説明している。ファンの回転に伴い、ファンブレードまわりの循環によって、渦が1ブレードあたり一つ放出され、その渦がファンの回転とともに合体を繰返し、最終的に一つになるということである。そしてこの渦は、ファンがケーシングの中で回転させられた場合には、スタビライザ近傍に固着され、送風が行われるとしている。

本研究での計算結果を用いて、流れ場内で渦度を計算し、経過時間ごとに図11から図13に示す。図11は、ファンが回転し始めてから 6.8×10^{-3} s 後の渦度分布である。正值は左回り、負値は右回りの渦を示す。ファンブレードが渦を発生させるアクチュエータとなって、ファン内側に四つの強い右回りの渦を生成させ

ていることがわかる。本研究ではファンをケーシング内で回転させているため、ケーシングを有さない山藤の実験とは異なり、回転方向の流れ場の幾何学的非対称性から、このような渦度の強弱の分布が発生したものと考えられる。次に、図12にファンが回転し始めてから 122.7×10^{-3} s 後の渦度分布を示す。図11において発生した右回りの渦は徐々にファンの回転とともに回転方向に移動し、負の渦度をもつ流体は、時間とともにスタビライザ近傍に集積され、最終的に図13(900×10^{-3} s 後)に示される状態で定常状態に達することがわかった。このように、偏心渦の生成現象は、山藤による可視化実験、吉田らによる渦度を使用した計算シミュレーション結果と同様に、小さな渦が合体して偏心渦を作りしていくという結果が得られた。

6・2 渦度の収支についての考察 霧崎らの計算手法は、渦度の集積に伴う計算の発散を防ぐため、偏心渦の生成部において減衰係数を使用⁽⁵⁾している。また、吉田らは、解析を安定化させ、かつ、一般性をもたせるために、ランダムウォークモデル⁽⁶⁾を使用している。しかし、本研究では、そのようなモデル上での工夫は一切行わず、前記の偏心渦の生成状況がシミュレーションされている。このことについてさらに考察する。

図13の定常状態における渦度分布に着目する。ファン上流部において、主流はファン外径側から内径側に向かう流れとなっており、ブレードへの入射角が大きく、はく離流れに近い乱れた流れを形成する。このため、ブレード凸面側で、左回りの渦である正の渦度が発生する。この渦は、ファンの回転に伴い、ブレード間の主流方向が逆転するファン最上部左側(図5参照)において、上記正の渦度がファン外に放出され、ブレード間で渦度が小さくなっていることがわかる。このファン外に放出された渦度は、スクロールに沿って流れる主流とスクロール壁面とのせん断によって生成され

Fig. 11 Vorticity distribution (time : 6.8×10^{-3} s)

Fig. 12 Vorticity distribution (time : 122.7×10^{-3} s)

Fig. 13 Vorticity distribution (time : 900×10^{-3} s)

る左回りの正の渦度と合流し、非常に大きな正值の渦度となり外部領域に放出される。一方、ファン内径側から外径側に主流が向かう領域(図13のファン左部)では、ブレード凸面で上記とは逆の負の渦度の発生が顕著となっていることがわかる。そして、スタビライザ近傍までファン外に負の渦度を放出し続けるが、偏心渦近傍においては、ファンの半径方向における流体の出入りがなくなるため、偏心渦近傍のブレード間において最も大きな渦度の負値を示す。この大きな負の渦度は、ファン回転に伴いファン回転方向に運ばれる。一方、スタビライザ近傍では、偏心渦による回転流とスタビライザ壁面のせん断によって強い正の渦度が発生し、前述のファン外径側から内径側への流れの発生とともに、この正の渦はブレード間に吸い込まれ、偏心渦近傍からの負の渦度と合流し、ブレード間の渦度の絶対値は小さくなる。そして前記のような、ブレード凸面側で正の渦度が発生する周方向の周期現象を繰返しているものと考察できる。

以上のことから、偏心渦は、ファン内部を貫流する主流を形成するために、非常に大きな役割を果たしているが、定常状態に達すると、ブレード間の流れが支配的になり、全体流れを形成しているものと推測される。また、前述でブレード間流れを離れ流れに近い流れと仮定して考察を行った。このことは、ブレード形状に大きな差がない限り、ファン性能に大きな差がでないことを推測することができる。

7. ま と め

自動車用として適用できるクロスフローファン開発のため、実験および計算を用いて、ファン内部流れの

解析を実施し、以下の結果を得ることができた。

(1) 移動境界条件を用いて、クロスフローファンの内部流れまでも解析できる流れ解析技術を確立し、ファン内部で発生する偏心渦の挙動を良好な精度で詳細計算ができるようにした。

(2) 解析の結果からファン性能を求め、実験との比較から定性的によく一致した結果を得ることができた。

(3) 計算解析を用いて、ファン性能を向上させるための検討を行い、性能アップの指針を提示できた。

(4) 計算結果から渦度分布の時間的変化を求め、クロスフローファンの送風原理についての考察を行った。

実験装置制作にあたり、豊田工業大学 田中周次数授には貴重なアドバイスをいただいた。また、計算結果の考察にあたり、大阪大学基礎工学部 辻本良信教授、吉田義樹助教授には有益な討論をさせていただいた。心から感謝の意を表す。

文 献

- (1) 酒井邦武, クロスフローファン使用エアコンユニットの解析(第1報), *Natl. Tech. Rep.*, **21**-1(1975), 156-171.
- (2) 深野徹・ほか3名, 横流ファンの騒音低減化に関する研究, *機講論*, No. 938-3(1993), 371-373.
- (3) Lou, J. Y. and Gosman, A. J., "SIMULATION OF AGITATOR-INDUCED FLOWS", *Final Rep. ICI/SERC Cofund. Project* (GRE/80183) (1992), 1.
- (4) 山藤和男, 貫流羽根車の流れの研究, *機論*, **41**-341(1975), 189-199.
- (5) 鶴崎展・ほか4名, 可視化によるクロスフローファン内部流れの研究, *機論*, **59**-568, B(1993), 3743-3748.
- (6) 吉田義樹・ほか5名, 可視化によるクロスフローファン内部流れの研究, *機論*, **60**-580, B(1994), 4074-4081.