

# 電子機器熱設計のための空冷ファンモデル

## 軸流ファン出口における旋回流のモデル化

### Cooling Fan Model for Thermal Design of Compact Electronic Equipment

### Consideration of Swirling Flow at the Exit of an Axial Flow Fan

伝正 \*中村 元 (防衛大)

Hajime NAKAMURA

Dept. of Mech. Eng., National Defense Academy, Yokosuka-shi, Kanagawa 239-8686

In order to hasten the thermal design for forced convection electronic devices, cooling fans should be modeled to reduce a computational load. A fan-curve-model, which generates volumetric flow rate according to the PQ curve, is very simple and usually incorporated into commercial CFD codes. However, the conventional model does not specify the flow field at the exit of a fan since the PQ curve has no information on the flow swirling. Thus, in this work, the swirling force acting on the flow was considered into the model by introducing a non-dimensional “swirl coefficient”, which can be treated as a constant regardless of Reynolds number. This coefficient was estimated from a detailed CFD simulation around a rotating impeller. As a result, the fan-curve-model with the swirling force reasonably reproduced the flow field behind the fan. In particular, the flow field agreed well to that of the experimental data by considering the flow disturbance due to supports, which connects the boss to the frame, in addition to considering the swirling force.

*Key Words* : Electronic Equipment, Thermal Design, Axial Flow Fan, Fan-Curve-Model, Flow Swirling

#### 1. はじめに

電子機器熱設計用の CFD 解析ソフトウェアには、空冷ファンによる通風を模擬するために、一般に“ファンモデル”と呼ばれる機能が用意されている。これは、ファンの PQ 曲線を用いて所定の流量を発生させるものであり、インペラ周りの流動解析を行うことなくファン周囲の流れを簡易に模擬できるという特長をもっている。しかしながら、ファンモデルを用いても正しい解析結果が得られないことが従来からしばしば報告されてきたため、その原因を究明し、モデルを改善するための研究を行ってきた。予備検討の結果、正しい解析結果が得られない原因として次の3つが挙げられることがわかっている<sup>(1)</sup>。

- ① PQ 曲線とファンモデルの圧力差の定義が異なる
- ② 障害物が近接するとファンの性能が変化する場合がある
- ③ 流れの旋回の与え方が不定である

①の問題点については、前報<sup>(2)(3)</sup>で明らかにしたように、PQ 曲線の圧力差を補正することで簡単に対処することができる。本報では、③の問題点、すなわちファンモデルで旋回流を与える方法について検討を行った。なお、②の問題点については従来の研究<sup>(1)(2)(4)</sup>でも言及されているが、具体的な対処方法は今後の研究で明らかにしていきたい。

#### 2. 旋回流を与える方法

既存のソフトウェアでは、ファン出口におけるスワール比（旋回速度/軸方向速度）や旋回角速度比（旋回角速度/インペラ回転角速度）などを与えて旋回流が模擬できるようになっているが、熱設計の現場においてこれらの値を推定することが困難であるのに加え、こうした与え方が物理的に妥当であるかどうか、きちんとした検証がなされていないように思われる。そこで、汎用性が高くかつ使い勝手の良い手法を確立することを目的として、ここでは、翼列の回転が流れに与える力を基に旋回流を与える方法について検討した。

**2.1 旋回力係数の定義** 翼列（図1）が回転すると流れに旋回力が与えられるが、この力  $F_\theta$  は、次式で与えることができる。

$$F_\theta = n \int_{r_b}^{r_t} C_\theta (0.5\rho)(r\omega_0 - r\omega)^2 L dr \quad (1)$$

$n$  は翼の枚数、 $L$  は翼の軸方向占有長さ（図1(b) 参照）、 $\rho$  は空気密度、 $\omega_0$  は翼の回転角速度、 $\omega$  は流体の旋回角速度、 $r_b$ 、 $r_t$  はそれぞれボスおよび翼先端の半径である。

$(r\omega_0 - r\omega)$  は翼と流体の相対旋回速度であり、 $\int_{r_b}^{r_t} L dr$  は翼旋

回方向の投影断面積であることから、 $C_\theta$  は流体力学でいう物体に働く抗力係数や揚力係数に相当する無次元数であることがわかる。ここでは、 $C_\theta$  を“旋回力係数”と呼ぶことにする。この係数は、流れ場が相似であれば一定値とみなすことができるため、翼形状が相似であれば、翼の大きさや回転数に依存しない定数になると考えられる。すなわち、軸流ファンの翼形状に対応した旋回力係数の値がわかれば、式(1)を用いて旋回力が計算できると考えられる。

**2.2 CFD 解析による旋回力係数の評価** まず、ファンの形状データ（軸流ファン、 $\square 40 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ ）を用いた詳細な CFD 解析を行い、旋回力係数の評価を行った。同時に、スワール比および旋回角速度比の値も評価した。

解析には CRADLE 社の SCRYU/Tetra を用いた。図2に解析領域およびメッシュを示す。ファンの前後には十分な空間を設け、領域の入口と出口にはチャンバー方式の実測に対応した様な静圧を与えた（実験装置および方法は文献<sup>(2)</sup>参照）。ファンの形状データはインペラ部とフレーム部から成るが、インペラの部分を実測値に対応した角速度で回転さ

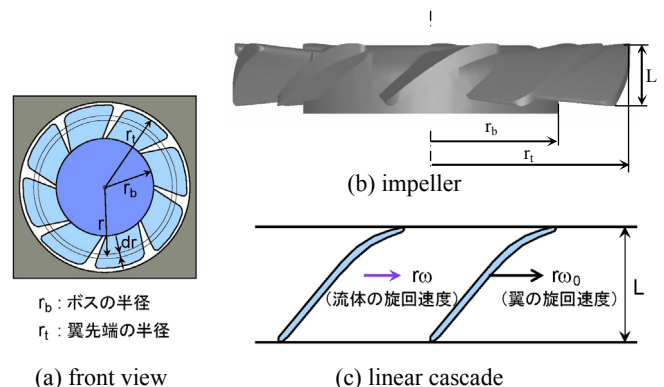
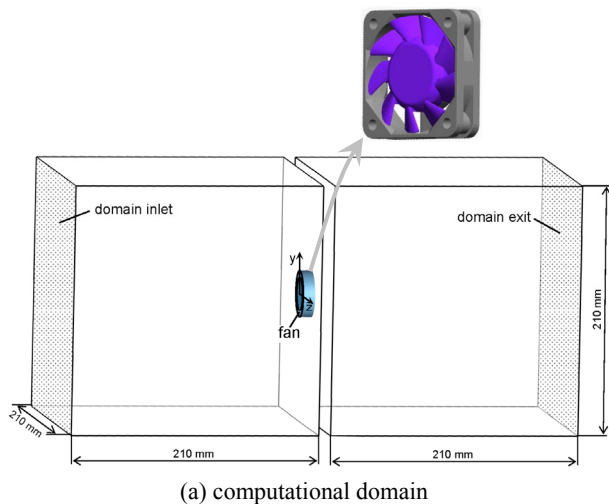
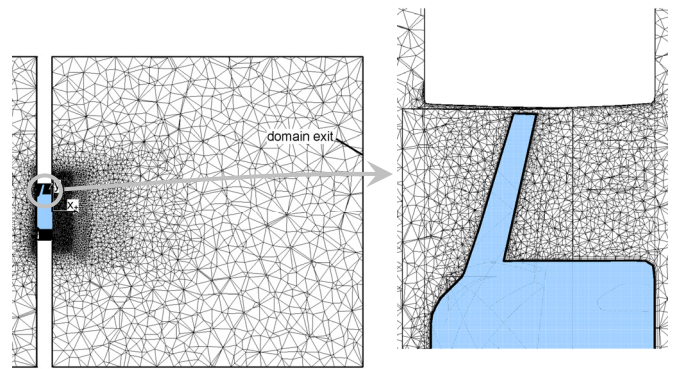


Fig.1 Axial flow fan.



(a) computational domain



(b) grid in the center cross-section (x-y plane, z = 0)

Fig.2 CFD simulation considering the fan configuration composed of a frame and a rotating impeller.

せることにより流れを発生させた (ソフトウェアの回転境界機能を用い, 定常解析を実行). インペラおよびその周囲の壁面では, 第1メッシュの厚さを  $y^+ < 2$  とした. 体積要素の総数は約 240 万要素である. 乱流モデルには SST k- $\omega$  モデルを用いた.

解析結果の妥当性を評価するため, 実測データとの比較を行った. 図3に PQ 曲線の比較を示す. 高風量側では解析結果の風量がやや小さいものの, 全体として PQ 曲線の実測データと良く一致している. 図4にはファン後方の速度分布の比較を示す. 図4(a)に軸方向速度  $u_x$  の比較を, 図4(b)に回転速度  $u_z$  の比較を示したが, 開放状態 ( $\Delta P = 0$ ) の場合も, 圧力差が大きい場合 ( $\Delta P = 12$  Pa) も, ファン出口 ( $x_+ = 1$  mm) における速度分布は実測データと良く一致していることがわかる. すなわち, インペラの回転による流体の駆動力および回転力が適切に解析できていることを示している. なお, ファン出口後方 10 mm ( $x_+ = 10$  mm) の位置では実測データとの差異が大きくなっているが, その主因は, CFD 解析において流れの非定常性を考慮していないためと考えている.

次に, 上記の CFD 解析結果から, 旋回力係数  $C_\theta$ , ファン出口 ( $x_+ = 0$ ) におけるスワール比  $u_\theta/u_x$ , およびファン出口における旋回角速度比  $\omega/\omega_0$  ( $\omega = u_\theta/r$ ,  $\omega_0$  はインペラ回転角速度) を評価した (図5~7). 旋回力係数は, 通常の使用範囲 (旋回失速が起こらない範囲, ここでは  $\Delta P \leq 8$  Pa) であれば, 圧力差  $\Delta P$  や供給電圧 (インペラ回転数) が変化しても値があまり変化しておらず, 本解析対象のファン ( $40$  mm  $\times$   $10$  mm の軸流ファン) では  $C_\theta = 0.6$  程度の値になっている. また, 翼の半径方向にも値がほぼ一定になっている. すなわち, 旋回失速の起こらない通常の使用範囲であれば,  $C_\theta$  を定数として扱って問題ないと考えられる. なお,  $\Delta P$  の上昇と共に  $C_\theta$  が大きくなる傾向があるが, 解析では  $\Delta P$  が高くなるにつれて旋回が過大に評価される傾向があったため,  $C_\theta$  を定数とした方が現実に即していると考えている. また, 翼の回転数が低下すると  $C_\theta$  が大きくなる傾向があるが, レイノルズ数の低下による粘性抵抗増大の影響を受けている可能性がある. 詳細は今後の調査で明らかにしていきたい.

比較のため, 図6にはスワール比の変化を, 図7には旋回角速度比の変化を示した. いずれの場合も旋回失速が起こらない条件であれば, 値はある一定の範囲に収まっているが, 特にスワール比については旋回力係数と比べると値の変化が大きく, これを定数として扱うのは無理があるように思われる.

なお, ここでは1つの軸流ファンについてのみ旋回力係数

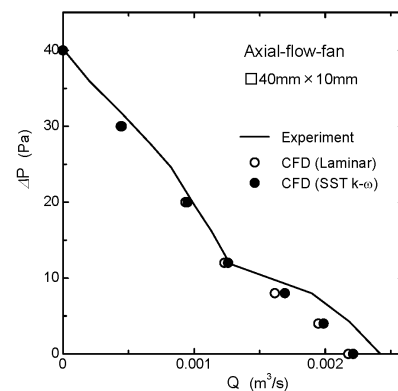
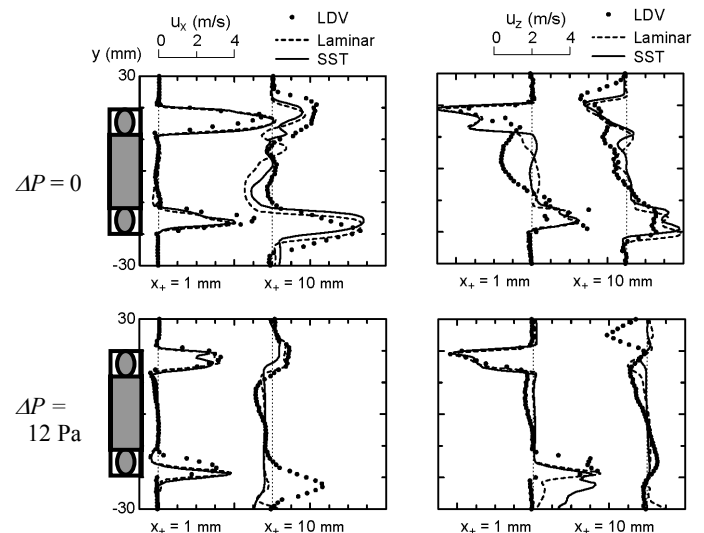


Fig.3 Comparison of PQ curve.



(a) axial flow velocity  $u_x$  (b) swirl flow velocity  $u_z$

Fig.4 Velocity distribution behind the fan.

を評価したが, この手法の汎用性 (あるいは適用範囲) を示すためには, 大きさの異なるファンについても評価を行い, レイノルズ数の依存性の有無を調査する必要がある. また, 翼形状の相違によって  $C_\theta$  の値がどのように変化するかも調査する必要がある.

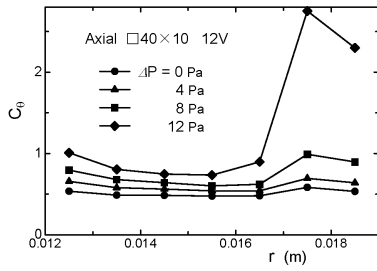


Fig.5 Swirl coefficient  $C_0$

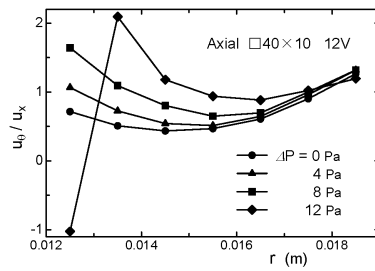


Fig.6 Swirl ratio  $u_0/u_x$ .

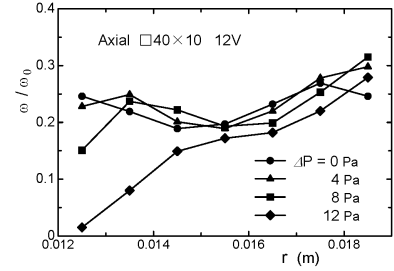
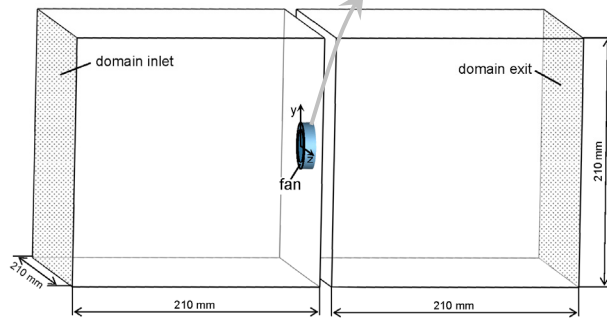
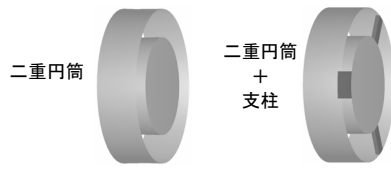
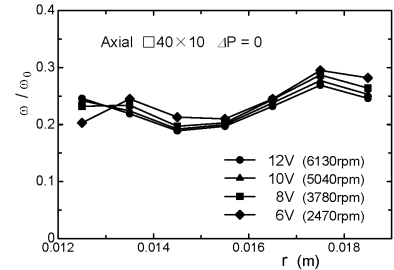
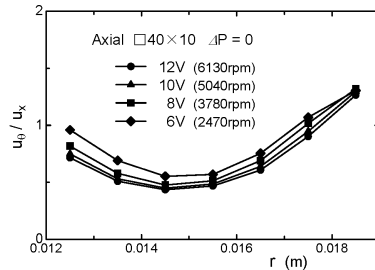
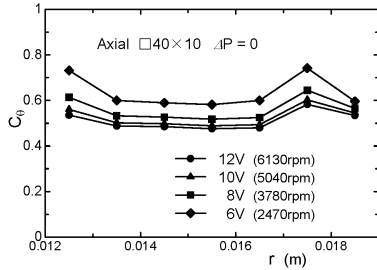
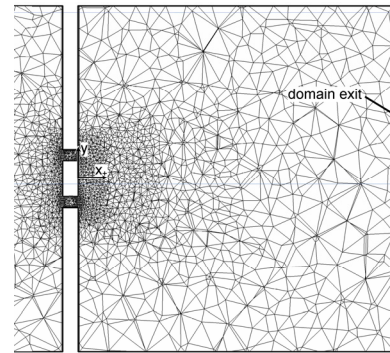


Fig.7 Ratio of angular velocity  $\omega/\omega_0$ .



(a) computational domain



(b) grid in the center cross-section ( $x$ - $y$  plane,  $z = 0$ )

Fig.8 CFD simulation using fan-curve-model.

### 3. 旋回流を考慮したファンモデル解析

3.1 解析方法 図8に解析領域およびメッシュを示す. 解析領域は2.2節と同様である. ただし, ファンモデルを用いた解析では軸流ファンは基本的には二重円筒で表現できるため, メッシュ数を大幅に削減することができる. ここでは, ファンを二重円筒のみで表現した場合と, ポスとフレームをつなぐ支柱を考慮した場合の2種類の形状(図8(a)上部のイラスト参照)で解析を行った. 体積要素数は, 二重円筒のみの場合が約16万要素, 支柱を考慮した場合が約22万要素である. いずれの場合もPQ曲線を用いてファン入口/出口間の静圧差に対応した流量を発生させた. なお, ファンモデルとPQ曲線の圧力差の定義の違いを補正するため, PQ曲線の圧力差はファン入口における動圧を用いて補正した(補正方法の詳細は文献(2)参照).

3.2 旋回流の与え方 SCRYU/Tetra V8のファンモデルでは, 微小体積  $\Delta V$  あたりの旋回力を次式で与えることができる.

$$dF_\theta = C(r\omega_0 - r\omega)^2 \Delta V \quad (2)$$

上式を微小半径  $dr$  あたりの旋回力に変形すると,

$$dF_\theta = C(r\omega_0 - r\omega)^2 2\pi r L dr \quad (3)$$

式(1)と式(3)の比較により, 式(2)の係数  $C$  は次式で表される.

$$dF_\theta = n C_\theta (0.5\rho)(r\omega_0 - r\omega)^2 L dr = C(r\omega_0 - r\omega)^2 2\pi r L dr$$

$$C = \frac{n\rho}{4\pi r} C_\theta \quad (4)$$

つまり, 式(4)で計算した  $C$  の値を式(2)に代入することにより, ファンモデルを用いて式(1)に基づいた旋回力を与えることができる. ここでは, 旋回力係数には2.2節の解析で評価した値  $C_\theta = 0.6$  を用いた.

3.3 解析結果 ここでは, 以下の3通りの解析を行った: ① ファンモデルの形状に二重円筒を用い, 旋回流を与えない解析 ( $C_\theta = 0$ ), ② ファンモデルの形状に二重円筒を用い,



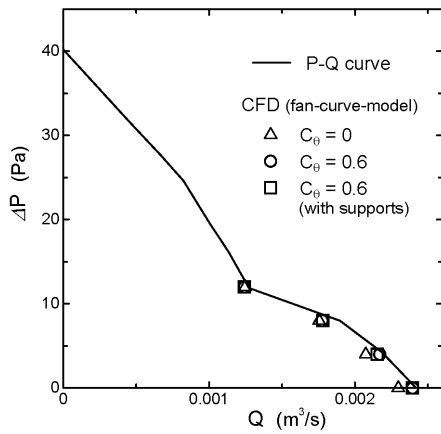
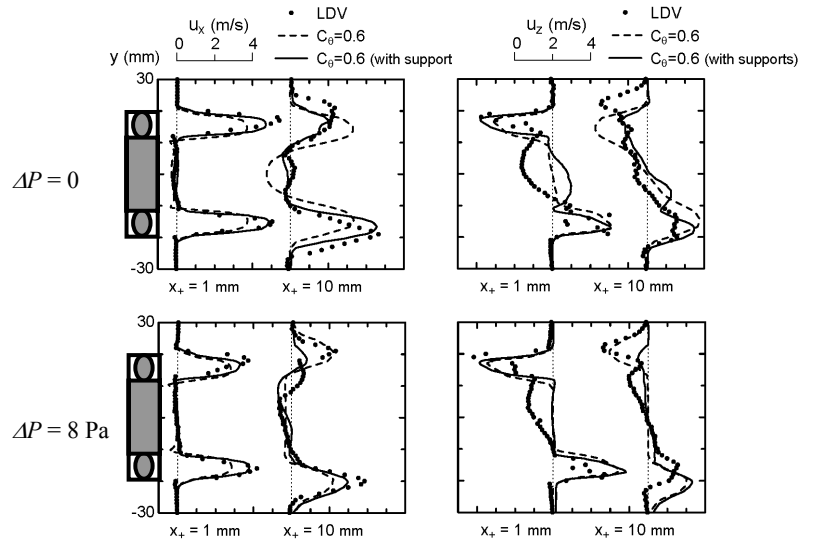


Fig.9 Comparison of volumetric flow rate



(a) axial flow velocity  $u_x$  (b) swirl flow velocity  $u_z$   
Fig.10 Velocity distribution behind the fan.

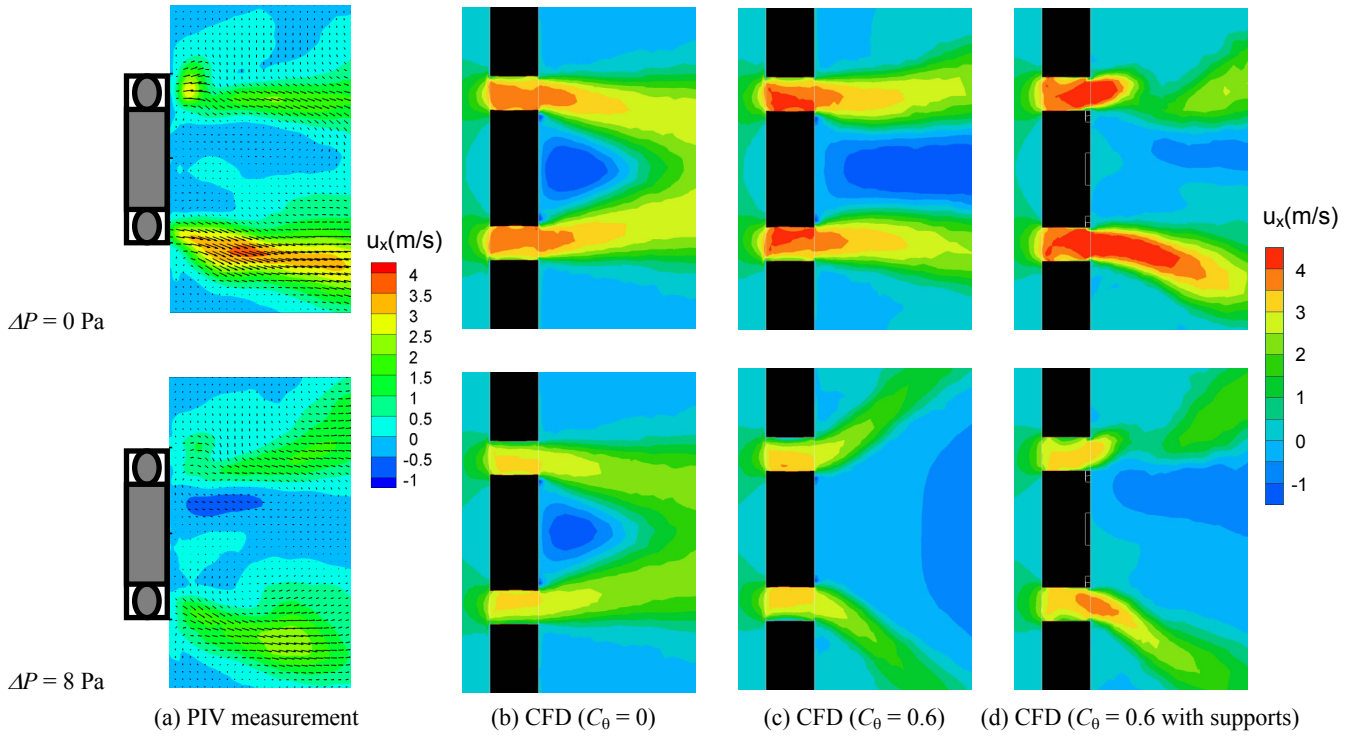


Fig.11 Contour of axial flow velocity  $u_x$  ( $x$ - $y$  plane,  $z = 0$ ).

旋回流を与えた解析 ( $C_\theta = 0.6$ ), ③ ファンモデルの形状を二重円筒+支柱とし, 旋回流を与えた解析 ( $C_\theta = 0.6$  with supports). これらの解析で得られた体積流量  $Q$  を圧力差  $\Delta P$  に対してプロットしたものを図9に示す. ファンモデルでは, PQ 曲線 (図9の実線) を用いてファン入口/出口間の圧力差に対応する流量を発生させているが, 圧力差の定義を補正することにより, ファンモデルでほぼ正しい流量が再現できている. 前報<sup>2)</sup>では, この補正の有効性を流れに旋回を与えない場合においてのみ示したが, 本解析により, 旋回を与えた場合であってもこの補正法が有効であることを確認した.

図10に, ファン後方の速度分布の比較を示す. 図10(a)に軸方向速度  $u_x$  を, 図10(b)に旋回速度  $u_z$  を示したが, 開放状態 ( $\Delta P = 0$ ) の場合も, 圧力差が大きい場合 ( $\Delta P = 8$  Pa) も, ファン出口 ( $x_+ = 1$  mm) の速度分布 (旋回を与えた場合) は実測データ (図10の黒丸) と良く一致している. 特に,

支柱を考慮した解析 (図10の実線) では, 通風面積の減少に伴いファン出口の流速 ( $u_x$ ) が増加しており, より実測に近い速度分布となっている. また, 支柱を考慮することで流れの三次元性 (図10の速度分布の上下非対称性) も表現できている.

図11には, ファン後方 ( $x$ - $y$  断面,  $z = 0$ ) における軸方向速度  $u_x$  のコンター図を示す. 旋回流を考慮しない場合は (図11(b)), ファン後方の流れに遠心力が働かないため, 内側の低圧域に吸い寄せられた流れとなるが, 旋回を考慮することで流れに遠心力が働き, 実測した速度分布に近づいていることがわかる. 特に, 支柱を考慮した解析 (図11(d)) では, ファン後方の流れの三次元性も適切に表現できている, より実測に近い速度分布となっている.

#### 4. 結言

PQ 曲線を用いたファンモデルで旋回流を与える方法について検討した。ここでは、翼列の回転が流れに与える力（式(1)）を基に旋回流を考慮した。

(1) ファンの形状データ（インペラおよびフレーム）を用いた詳細な CFD 解析を行った結果、式(1)の旋回力係数  $C_0$  は、旋回失速の起こらない通常の使用範囲であれば、ファン前後の圧力差やインペラの回転数によらず一定値とみなせることを確認した。

(2) 式(1)を基にファンモデルで旋回力を与えた結果、実測した速度分布に近い解析結果を得ることができた。また、ボスとフレームを接続する支柱形状を考慮することで、ファン後方の流れの三次元性も適切に表現できた。

なお、本手法の汎用性を示すためには、大きさの異なるファンについても同様な調査を行い、レイノルズ数の依存性の有無を確認する必要がある。また、翼形状の相違によって  $C_0$  の値がどのように変化するかも調査する必要がある。

#### 謝辞

本研究は日本機械学会 RC239 研究分科会（熱 WG）の一環として行ったものであり、分科会での討論等を通じ貴重な助言をいただいた。また、軸流ファンの形状データは山洋電気(株)からご提供いただいた。ここに謝意を表す。

#### 参考文献

- (1) 中村, RC227 研究分科会 研究報告書, 日本機械学会 (2008), 845-858
- (2) 中村, 第 45 回伝熱シンポ(2008), 677-678
- (3) H. Nakamura, InterPACK'09 (2009), IPACK2009-89010
- (4) 福江, 他 3 名, 伝熱, Vol.16 (2008), 147-156