

軸流ファンの無次元旋回力係数モデル 障害物設置の影響

Modeling of an axial-flow-fan using non-dimensional swirl coefficient Effect of an obstruction

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 can not specify the flow field at the outlet of a fan since the PQ curve has no information on the flow swirling. Thus, in the previous report, it was proposed that the swirling force acting on the flow by rotating the blades was modeled by introducing a non-dimensional “swirl coefficient”, which is likely to be treated as a constant if the flow field is similar. In this work, the effect of an obstruction in close proximity of the fan was investigated whether the flow field can be simulated plausibly using the proposed model.

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 特性をもとに所定の風量を発生させるものであり、インペラ翼まわ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、現状のファンモデルにはいくつかの問題点があり、正しい解析結果が得られないことも多い⁽¹⁾⁽²⁾。

問題点の 1 つは、流れを旋回させる方法が確立されていない点である。そのため前報⁽³⁾⁽⁴⁾では、汎用性の高い手法の確立を目的として、“無次元旋回力係数”を用いた旋回流のモデル化手法を提案した。その結果、 $\square 40\sim 80\text{ mm}$ までの薄型のファンであれば、ファンの機種や大きさにかかわらず、旋回力係数を $C_\theta = 0.6$ の定数として流れ場が模擬できることを示した。

本報では、ファンの近傍に障害物が設置された場合の解析

を行い、本モデルの適用範囲について調査した。

2. 解析方法

2.1 ファンモデル解析 図 1 に解析領域およびメッシュを示す。CFD 解析には CRADLE 社の SCRYU/Tetra を用いた。供試ファン ($\square 40\times 10\text{ mm}$) および解析領域は前報⁽³⁾と同様である。なお、ファンは二重円筒でモデル化できるが、ここではファンの吐出口に存在する支柱による流れの三次元化が表現できるように、支柱の形状を組み込んだ解析を行った (図 1(a) 参照)。また、障害物の影響を調べるため、図 1(a) のように、直径 $d = 40\text{ mm}$ の円柱をファンの吸込口または吐出口に設置した。

解析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一様な静圧を与えた (実験装置および方法は文献(1)参照)。体積要素の総数は 20 万要素程度である。インペラ翼の形状を考慮した解析を行うと体積要素が数百万要素以上になることから (2.2 項参照)、ファンをモデル化することで計

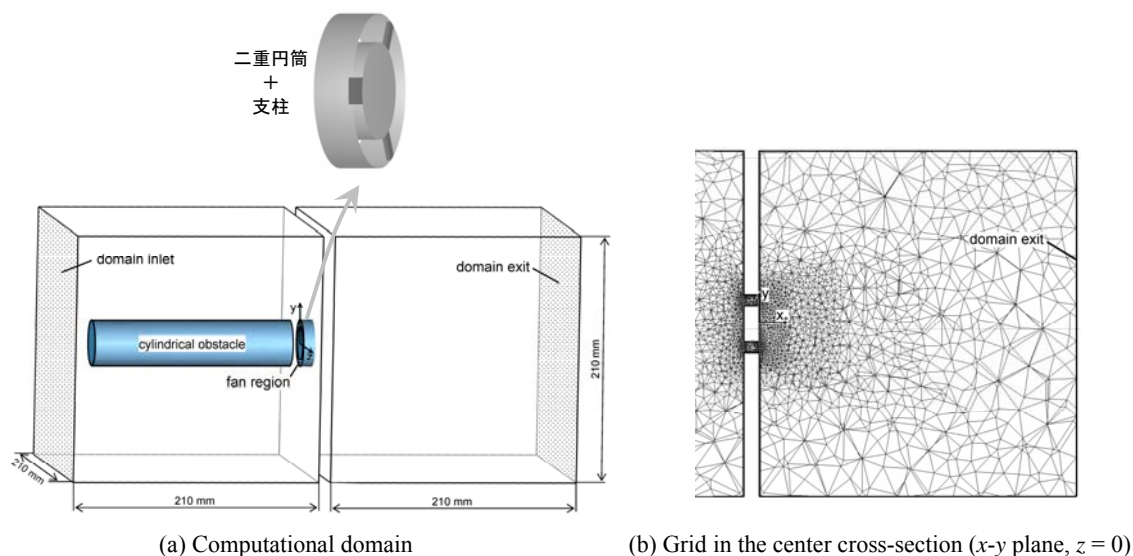
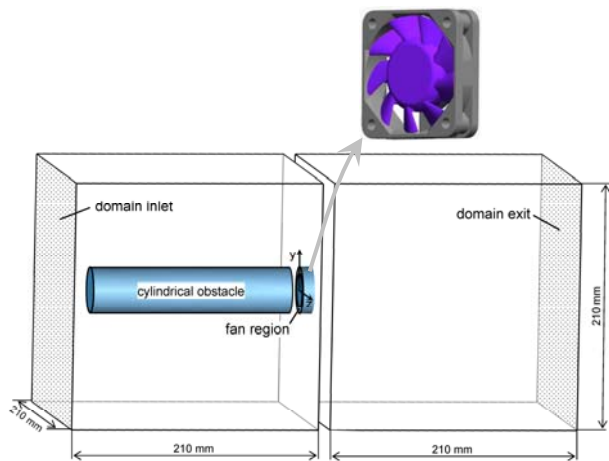
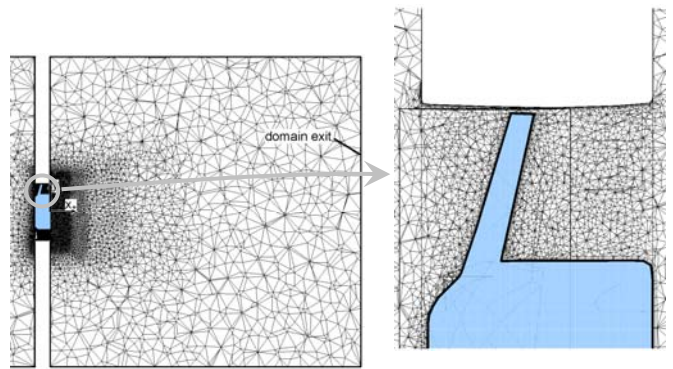


Fig.1 CFD simulation using fan-curve-model.



(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.

算負荷を大幅に軽減できる。なお、ファンモデル解析ではファン前後の静圧差 ΔP からPQテーブルに従って風量 Q を発生させるが、チャンバー方式で測定した(=ファンメーカーから提供された)PQ特性の圧力差 ΔP_{ch} は、 ΔP とは定義が異なる。これを補正するため、 ΔP_{ch} にファン吸込口の動圧 ΔP_{in} を加えた値をPQテーブルの圧力差 ΔP として与えた⁽¹⁾。旋回力係数は前報⁽³⁾⁽⁴⁾と同様に $C_0 = 0.6$ とした。

2.2 翼形状を用いた詳細解析 ファンモデルを用いた簡易解析と共に、ファンの形状データ(□40×10 mm)を用いた詳細なCFD解析も行った。図2に解析領域およびメッシュを示す。解析方法は前報⁽³⁾と同様であり、インペラの部分を実測値に対応した角速度で回転させることで流れを発生させた(ソフトウェアの回転境界機能を用い、定常解析を実行した)。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 $y^+ = 2$ 以下にした。体積要素の総数は約240万要素である。ここでは、ファンモデル解析と同様に、直径 $d = 40$ mmの円柱をファンの吸込口または吐出口に設置した解析を行った。

3. 結果および考察

3.1 障害物が吐出口に設置された場合 まず、図3のイラストのように、辺長40 mmの軸流ファンの吐出口に直径 $d = 40$ mmの円柱が設置された場合の調査を行った。ファン吐出口と円柱端面の隙間は $g = 8$ mm ($g/d = 0.2$) または $g = 4$ mm ($g/d = 0.1$)とした。

図3に、この条件におけるPQ特性の変化を実線(円柱障害物なし)、破線($g/d = 0.2$)、および点線($g/d = 0.1$)で示す。障害物を近接させるに従い開放風量($\Delta P_{ch} = 0$ の時の風量)が低下しており、 $g/d = 0.2$ では数%、 $g/d = 0.1$ では15%程度低下している。また、圧力差が大きくなると風量の低下が見られなくなり、締切圧力($Q = 0$)近くでは、障害物を近接させると逆に圧力差が大きくなる傾向がみられた。これらの傾向は、他の軸流ファンにも共通している⁽¹⁾⁽²⁾。

また、図3にはファンモデル解析の結果($C_0 = 0.6$)を白抜きの記号で、翼形状を用いた詳細解析の結果を黒塗りの記号で示した。いずれの場合も実測値と良く一致していることがわかる。すなわち、障害物がファン吐出口近傍に設置された場合は、ファンモデルを用いた簡易解析によって風量低下を再現することができる。

図4に、解析で得られた流れ場($g/d = 0.1$ の場合)を、スモークワイヤ法による可視化写真と比較して示す。いずれの圧力差($\Delta P_{ch} = 0, 5, 8$ Pa)においても、解析で得られた流れ場はファン後方で放射状に広がっていることがわかる。これ

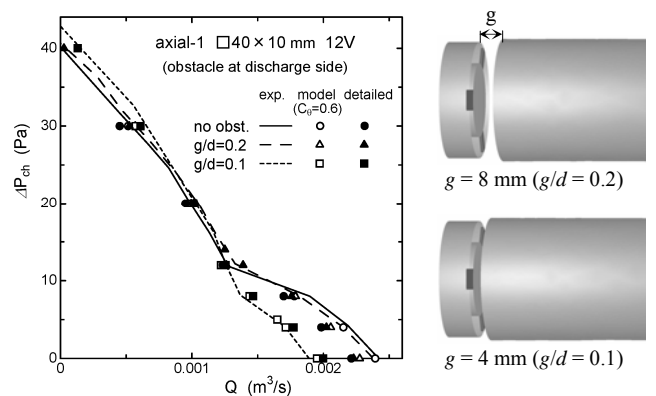
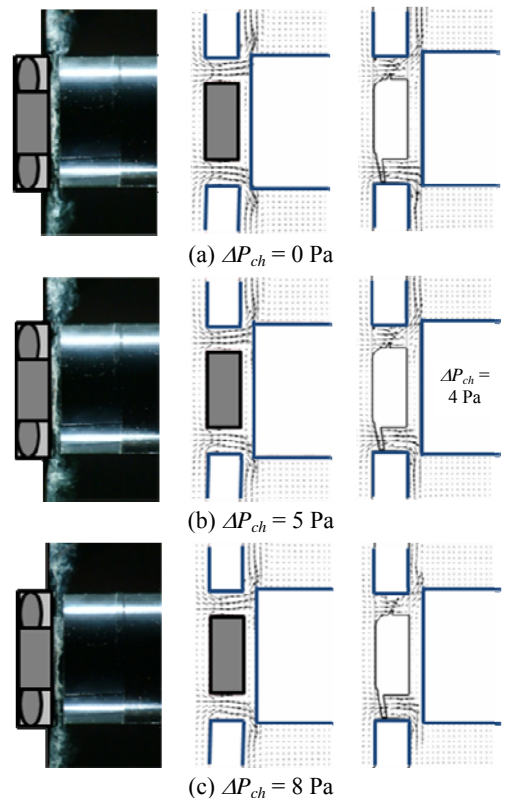


Fig.3 Comparison of PQ curve (obstacle at discharge side).



smoke visualization fan-model ($C_0 = 0.6$) detailed simulation

Fig.4 Comparison of flow field (obstacle at discharge side, $g/d = 0.1$).

は、障害物との隙間が狭くなると、ファンと障害物の隙間で圧力が高くなるためである。この傾向は、ファンモデル解析 ($C_0 = 0.6$)、詳細解析のいずれの場合にも共通しており、流れの可視化結果とも良く一致している。すなわち、障害物が吐出口に設置された場合は、ファンモデルを用いた簡易解析であっても流れ場の模擬が可能である。

3.2 障害物が吸込口に設置された場合 次に、図5のイラストのように、辺長40mmの軸流ファンの吸込口に直径 $d = 40$ mmの円柱が設置された場合の調査を行った。ファン吸込口と円柱端面の隙間は $g = 8$ mm ($g/d = 0.2$) または $g = 4$ mm ($g/d = 0.1$)とした。

図5に、PQ特性の変化を実線(障害物なし)、破線($g/d = 0.2$)、および点線($g/d = 0.1$)で示す。障害物を近接させるに従い開放風量が低下しており、 $g/d = 0.2$ では10%程度、 $g/d = 0.1$ では30%程度低下している。この風量低下は、障害物を吐出口に設置した場合より大きい。また、障害物を設置すると、圧力差が大きくなるにつれて風量低下が顕著になり、締切圧力が大きく低下している。この傾向は、障害物を吐出口に設置した場合とは大きく異なる。なお、これらの傾向は、他の軸流ファンにも共通している⁽¹⁾⁽²⁾。

また、図5にはファンモデル解析の結果 ($C_0 = 0.6$) を白抜きで示し、翼形状を用いた詳細解析の結果を黒塗りの記号で示した。詳細解析では実測データの傾向を良く再現できているが、ファンモデル解析では、高風量側では実測データと近いものの、低風量側(高圧力側)では実測データとのずれが顕著になっている。つまり、吸込口の近傍に障害物が設置されると、開放風量付近の風量低下はファンモデル解析でもある程度は再現できるが、圧力差が大きくなった時の性能低下は、ファンモデルでは再現できていない。

図6に、解析で得られた流れ場($g/d = 0.1$ の場合)を、スモークワイヤ法による可視化写真と比較して示す。この図を見ると、詳細解析のフローパターンの方が流れの可視化結果に近いことがわかる。

3.3 吐出口設置と吸込口設置で結果が異なる理由 上述のように、障害物を吐出口に設置した場合と吸込口に設置した場合とは、PQ特性の変化に大きな違いがみられた。また、吐出口近傍に設置した場合の変化はファンモデルで再現できたが、吸込口近傍に設置した場合は再現できなかった。この差異の原因を明らかにするため、詳細解析で得られたインペラ翼まわりの流れ場について調査した。

図7(a)に、障害物を設置しない場合における翼まわりの相対速度ベクトルを示す。この図は、インペラの回転軸から半径 $r = 17$ mmの円筒断面において相対速度(翼を基準にした空気の流れ)をベクトル表示したものである。図7(b)には、単一の翼まわりの相対速度ベクトルを示す。 $\Delta P_{ch} = 0, 8$ Paのいずれの場合も流体は翼に沿って流れていることがわかる。すなわち、通常使用する高風量側では、圧力差 ΔP_{ch} が変化してもフローパターンの変化が小さいため、旋回力係数を $C_0 = 0.6$ の定数としてファンモデル解析が可能である。

図8(a)には、ファンの吐出口に障害物を設置した場合($g/d = 0.1$)を示す。この場合も、流体は翼表面に沿って流れており、障害物なしの場合(図7(b))と比べて流れ場は大きくは変化していない。前述の通り、障害物が吐出口に設置された場合はファンモデル解析で風量および流れ場が模擬できたが、これは、翼まわりのフローパターンがあまり変化せず、ファン自体の性能がほとんど低下しないためと考えられる。なお、図3に示す通り、障害物を近接させるに従って風量が低下するが、これはファンの性能低下によるものではなく、障害物設置により流動抵抗が増加したためである。流動抵抗は一般に風速の2乗に比例するため、図3のように、高風量側では風量の低下が大きい、低風量側では風量の低下が小さくなる。

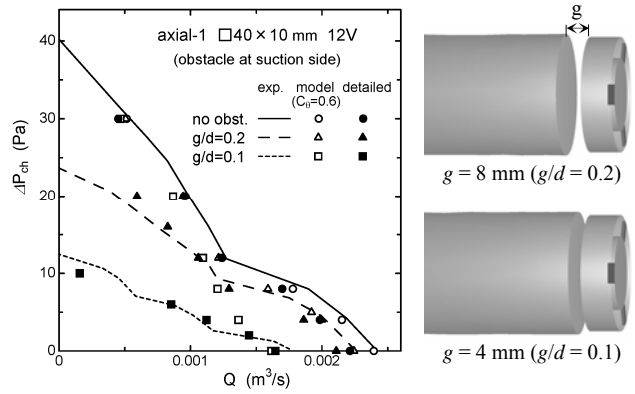


Fig.5 Comparison of PQ curve (obstacle at suction side).

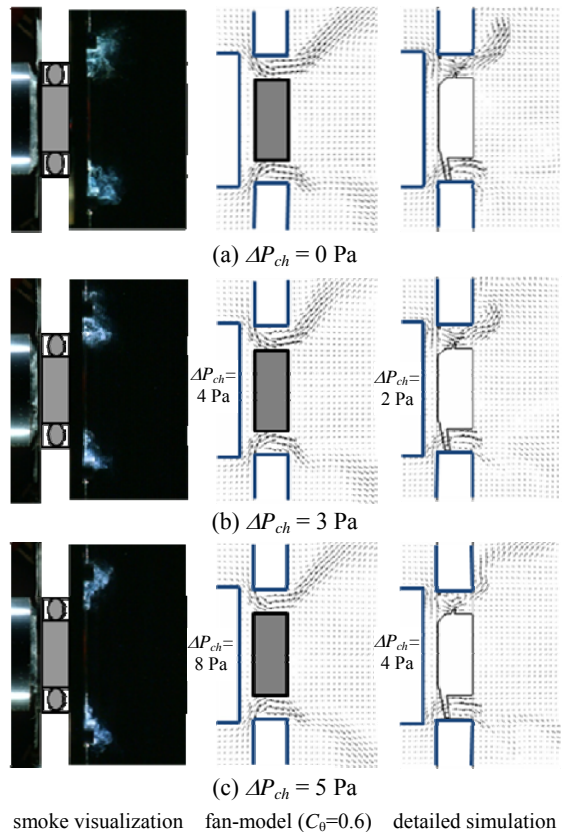


Fig.6 Comparison of flow field (obstacle at suction side, $g/d = 0.1$).

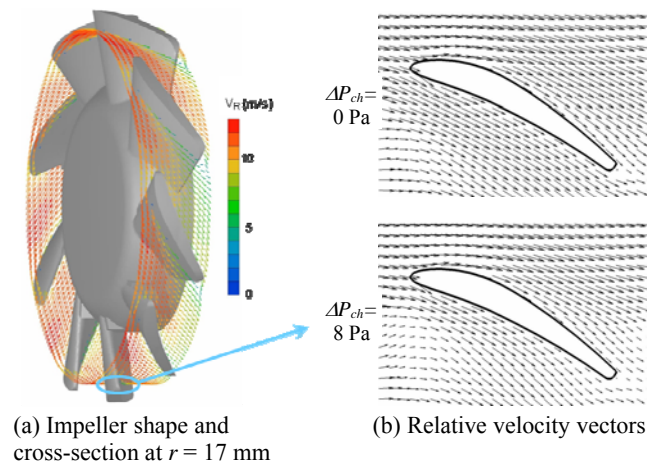


Fig.7 Flow field around a blade at $r = 17$ mm (detailed simulation, without obstacle).

図 8 (b) には、ファンの吸込口に障害物を設置した場合 ($g/d=0.1$) を示す。この場合は、図 7 (b) や図 8 (a) とは異なり、翼下面で流れが滞留していることがわかる。これは、障害物設置により翼に流入する流れの向きが変化したためである。特に、圧力差が大きい時 ($\Delta P_{ch} = 4 \text{ Pa}$) には、翼先端に流入する流れの向きが大きく変化している。この変化がファンの性能低下を引き起こし、その結果、風量の低下を顕著にしている。図 5 に示したように、吸込口近傍に障害物が設置された場合は PQ 特性の風量・圧力差ともに大きく低下するが、これは、流動抵抗の増加に加え、翼まわりの流れが変化してファンの性能が大きく低下するためである。

ただし、この性能低下が生じるのは、障害物をファンの吸込口に極端に近接させた場合のみである。実際、隙間が $g/d \geq 0.4$ であれば PQ 特性の変化は小さく⁽¹⁾、ファンの性能低下はほとんど見られない。また、隙間開口比 $\beta_g = A_g/A_f$ (A_g ファンと障害物の隙間最小面積, A_f ファン内部の最小通風面積) が 2 より大きければ (本報の $g/d \geq 0.26$ に相当)、障害物の設置形態に関わらず開放風量がほとんど低下しないことが示されている⁽⁵⁾。つまり、吸込口に障害物が設置された場合であっても、隙間開口比 β_g が 2 より大きければ、通常使用する高風量側ではファンの性能低下はほとんど起こらないと考えて良い。この条件を満たせば、ファンモデルを用いた簡易解析が可能である。

4. まとめ

“旋回力係数”を用いたファンモデル解析の適用範囲について調べるため、ファン近傍に障害物が設置された場合の解析を行った。

- (1) ファンの吐出口に障害物が設置された場合は、かなり近接させた場合 ($g/d = 0.1$) であってもファンモデルで風量および流れ場が模擬できた。
- (2) ファン吸込口近傍に障害物が設置されることでインペラ翼に流入する流れの向きが大きく変化すると、ファンモデルが適用できなくなる。ただし、障害物との隙間開口比が $\beta_g > 2$ であれば、通常使用する高風量側ではファンモデル解析が可能である。

今後は、翼形状の大きく異なるファンや、寸法が $\square 40 \text{ mm}$ よりかなり小さなファンについても、提案した“旋回力係数”モデルが適用可能か調査する必要がある。

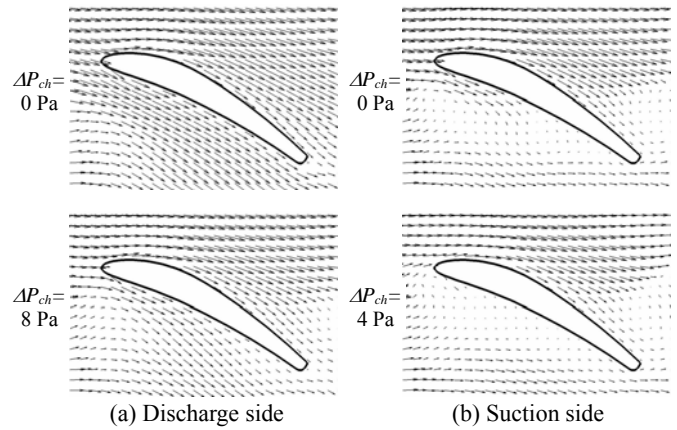


Fig.8 Flow field around a blade at $r = 17 \text{ mm}$ (detailed simulation, obstacle at $g/d = 0.1$).

謝辞

本研究は日本機械学会 RC248 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。詳細解析で用い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。また、実験データの取得には当時防衛大学校本科学学生の横道武志氏および伊藤史晃氏の協力を得た。ここに謝意を表す。

参考文献

- (1) 中村, 第 45 回伝熱シンポ(2008), 677-678
- (2) 福江, 他 3 名, 伝熱, Vol.16 (2008), 147-156
- (3) 中村, 第 47 回伝熱シンポ(2010), J213
- (4) 中村, 第 48 回伝熱シンポ(2011), F134
- (5) 中村・福江・小泉・石塚, 機論 B, 76-768 (2010), 1184-1190