

シロッコファンの羽根車における剥離領域に関する研究

山口 元就* 林 秀千人**

児玉 好雄** 佐々木 壮一**

Characteristics of Separated Flow Region in Sirocco Fan

by

Motonari YAMAGUCHI*, Hidechito HAYASHI**, Yoshio KODAMA**

and

Souichi SASAKI**

This research proposes the method, which estimates the aerodynamic characteristic of a sirocco fan with considering the separation region near the front shroud of an impeller. The entrance flow was modeled by the source and annular vortex filament for the estimation of the separation region. The validity of the method was examined with the experiments and the numerical simulations. It was cleared that the span averaged flow characteristics was estimated well by this method.

1. 緒言

シロッコファンは、小型の遠心ファンとして大流量・高圧力を比較的容易に得ることが可能である。そのために、さまざまなところで利用されているが、その構造から効率が低いのが現状である。⁽¹⁾その原因として、前面シュラウド付近での剥離領域の存在が挙げられる。

本研究では羽根車の前面シュラウド側の剥離領域に注目し、その領域を見積もるモデルを提案し、その妥当性を検討した。さらにそのモデルを元にシロッコファンの流体力学的特性を予測し、実験によりその妥当性を吟味した。また、剥離領域がどのような形状をしているか、汎用流体解析ソフト CFX を利用し、可視化した。

2. 記号

b : スパン幅	[m]
c : 翼弦長	[m]
h : スパン高さ	[m]
r_{cvt} : 環状渦糸の半径方向位置	[m]
z_{cvt} : 環状渦糸のスパン方向位置	[m]
D_1 : 羽根車内径	[m]
D_2 : 羽根車外径	[m]
D_b : ベルマウス直径	[m]
Q : 見かけの流量	[m ³ /min]
Q_{net} : 正味流量	[m ³ /min]
Q_{design} : 設計流量	[m ³ /min]

 R : 任意点の位置ベクトル R_{sp} : 湧き出し点位置ベクトル R_{cvt} : 環状渦糸の位置ベクトル U_2 : 羽根車出口周速度 [m/s] V_{sp} : 湧き出しによる誘起速度ベクトル [m/s] V_{cvt} : 環状渦糸による誘起速度ベクトル [m/s] V : 絶対速度 [m/s] V_2 : 羽根車出口絶対速度 [m/s] V_{r2} : 羽根車出口半径方向速度成分 [m/s] V_z : 軸方向速度成分 [m/s] W_2 : 羽根車出口における相対速度 [m/s] Z : 羽根枚数 β_2 : 相対流出角 [deg.] β_{2b} : 羽根出口角 [deg.] Γ : 渦の強さ [m²/s] Ψ : 圧力係数
 $= 2P/(\rho_a U_2^2)$

3. 計算モデル及び計算方法

3.1 流れのモデル化

シロッコファンは羽根車内外径比が大きく、羽根弦長が短い。また、羽根高さが大きいため、全圧上昇の大部分を動圧で行い、静圧上昇はあまり大きくない。このようなシロッコファンの羽根車内部流れは、前面シュラウド側で大きな剥離領域が形成され、流れが後面シュラウド側へ偏り、スパン方向に変

平成17年6月24日受理

* 生産科学研究科博士前期過程 (Graduate Student, Graduate School of Science and Technology)

** 機械システム工学科 (Department of Mechanical Systems Engineering)

化が大きい三次元的な状況となる。したがってシロッコファンの性能予測を行うためには、前面シュラウド側の剥離流れの領域を的確に捉え、スパン方向の流れの分布を正しく見積もることが重要である。ここでは、前面シュラウド側の大きな剥離領域を、湧き出しと環状の渦糸を用いてポテンシャル流れの関係から予測した。すなわち羽根車に入るまでのポテンシャル流れをファン上流の遠方に湧き出しを置き、ベルマウス部近くに環状の渦糸を設置することで表した。また、羽根車ハブ面は、鏡像の原理を用いて表現した。

次にシロッコファンの羽根車内部の流れを考えると、静圧の上昇があまりないこと、また内外径比が大きく遠心力の効果があまり大きくないことから翼間流路内で相対流れの変化に基づく圧力変化は少ないと考えられる。したがって、羽根車内部での子午面流れが、羽根車への流入状況によって大きく支配されると仮定した。すなわち、湧き出しと環状の渦糸によるポテンシャル流れの関係を子午面流れに適用することで、羽根車内部の流れをおおよそ予測する。さらに、羽根車内部での翼の負荷に基づく圧力上昇などに応じて流れが変化するので、それについては、ポテンシャル流れの結果に圧力補正を加えることで表した。

以上の基本的な考え方に基づいて、シロッコファンの流動特性の予測を行った。

3.2 誘起速度

湧き出しによる誘起速度はハブの回転中心を原点に座標を座標系を定め、回転中心軸上遠方に湧き出し点を設定した。ここでは、羽根車入口直径の10倍の位置を湧き出し点と設定し、その位置ベクトルは次式で表す。

$$\mathbf{R}_{sp1} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 10 \cdot D_1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

$$\mathbf{R}_{sp2} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -10 \cdot D_1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

ここで \mathbf{R}_{sp2} は鏡像の吐き出しを表している。このとき、湧き出しによって誘起される任意位置 \mathbf{R} の速度ベクトルは、鏡像の関係を用いると次式で表せる。

$$\mathbf{V}_{sp}(\mathbf{R}) = \frac{q}{4\pi} \cdot \frac{\mathbf{R} - \mathbf{R}_{sp1}}{|\mathbf{R} - \mathbf{R}_{sp1}|^3} + \frac{q}{4\pi} \cdot \frac{\mathbf{R} - \mathbf{R}_{sp2}}{|\mathbf{R} - \mathbf{R}_{sp2}|^3} \quad (3)$$

ここで、 q は湧き出しの強さである。

環状の渦糸による誘起速度では、半径が r_{cvi} で、スパン方向 z_{cvi} の位置に環状の渦糸を設定する。x 軸方向から θ の位置における渦糸の位置ベクトルは、次式で表せる。

$$\mathbf{R}_{cvi1} = \begin{pmatrix} r_{cvi} \cdot \cos \theta \\ r_{cvi} \cdot \sin \theta \\ z_{cvi} \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{R}_{cvi2} = \begin{pmatrix} r_{cvi} \cdot \cos \theta \\ r_{cvi} \cdot \sin \theta \\ -z_{cvi} \end{pmatrix} \quad (5)$$

ここで、 \mathbf{R}_{cvi2} は鏡像の渦糸を示している。

このとき、環状渦糸によって誘起される任意位置ベクトル \mathbf{R} の速度ベクトルは、次式で表せる。

$$\mathbf{V}_{cvi}(\mathbf{R}) = \frac{-1}{4\pi} \int_c \frac{\Gamma \times (\mathbf{R} - \mathbf{R}_{cvi1})}{|\mathbf{R} - \mathbf{R}_{cvi1}|^3} d\mathbf{S} + \frac{1}{4\pi} \int_c \frac{\Gamma \times (\mathbf{R} - \mathbf{R}_{cvi2})}{|\mathbf{R} - \mathbf{R}_{cvi2}|^3} d\mathbf{S} \quad (6)$$

ここで、 Γ は環状渦糸の強さである。また、 $d\mathbf{S}$ は環状渦糸の周方向微小部分のベクトルで、次式で表せる。

$$d\mathbf{S} = \begin{pmatrix} -r_{cvi} \cdot \sin \theta \\ r_{cvi} \cdot \cos \theta \\ 0 \end{pmatrix} d\theta \quad (7)$$

任意位置での速度ベクトルは合成速度の定義は上述の湧き出しによる誘起速度と環状渦糸による誘起速度とを合成することにより得られる。流れ場の任意の位置 \mathbf{R} の速度ベクトルは、次式で表せる。

$$\begin{aligned} \mathbf{V}(\mathbf{R}) &= \mathbf{V}_{sp}(\mathbf{R}) + \mathbf{V}_{cvi}(\mathbf{R}) \\ &= \frac{q}{4\pi} \cdot \frac{\mathbf{R} - \mathbf{R}_{sp1}}{|\mathbf{R} - \mathbf{R}_{sp1}|^3} + \frac{q}{4\pi} \cdot \frac{\mathbf{R} - \mathbf{R}_{sp2}}{|\mathbf{R} - \mathbf{R}_{sp2}|^3} \\ &\quad + \frac{-\Gamma}{4\pi} \int_0^{2\pi} \frac{(\mathbf{R} - \mathbf{R}_{cvi1})}{|\mathbf{R} - \mathbf{R}_{cvi1}|^3} d\mathbf{S} + \frac{\Gamma}{4\pi} \int_0^{2\pi} \frac{(\mathbf{R} - \mathbf{R}_{cvi2})}{|\mathbf{R} - \mathbf{R}_{cvi2}|^3} d\mathbf{S} \end{aligned} \quad (8)$$

環状渦糸の強さ Γ とその半径位置 r_{cvi} 及びスパン位置 z_{cvi} さらに湧き出しの強さ q が定まると、上式によって羽根車に入る流れが計算できる。

3.3 湧き出しと環状渦糸の算出

羽根車に入る流れを求めるためには、湧き出しと環状渦糸を定める必要がある。ベルマウス部分から羽根車に入るまでの流れは、ベルマウスの形状に沿った流れであり、その流量は、ベルマウスを通過する流量でもある。

これらの条件から、諸量を決定する。ここでは、以下の最適条件を求めた。ベルマウスに沿う流れの条件は、曲がり部分の3箇所まで規定した。ここでは、ベルマウスのどの部およびどの部より45度上流の位置とベルマウス入口とした。その位置ベクトルをそれぞれ $\mathbf{R1}, \mathbf{R2}, \mathbf{R3}$ とし、それぞれの単位法線ベクトルを $\mathbf{n1}, \mathbf{n2}, \mathbf{n3}$ とする。ベルマウスに沿う流れの条件は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \frac{\mathbf{V}(\mathbf{R1}) \cdot \mathbf{n1}}{|\mathbf{V}(\mathbf{R1})|} &= a \\ \frac{\mathbf{V}(\mathbf{R2}) \cdot \mathbf{n2}}{|\mathbf{V}(\mathbf{R2})|} &= b \\ \frac{\mathbf{V}(\mathbf{R3}) \cdot \mathbf{n3}}{|\mathbf{V}(\mathbf{R3})|} &= c \end{aligned} \quad (9)$$

ここで、左辺はベクトルの内積であり、厳密には右辺は、 $a=b=c=0$ である。また、ベルマウスのど部を流れる流量は、次式により求められる。

$$Q = \int_0^{D_b/2} V_z(\mathbf{R}) \cdot 2\pi r dr \quad (10)$$

ここで、 V_z はベルマウスのど部断面における回転軸方向

速度成分である。この式から算出される流量が、正味流量 Q_{net} に等しくなる。

式(9)および(10)から、流れを規定する湧き出しと環状渦を決定する。ここでは、計算誤差などを考えて、次式の残差式が最小となる条件を用いた。

$$f(q, \Gamma, r_{cvt}, z_{cvt}) = a^2 + k_1 b^2 + k_2 c^2 + k_3 \left(\frac{Q - Q_{net}}{Q_{net}} \right)^2 \quad (11)$$

上式から湧き出し強さ q 、循環強さ Γ 、循環渦の半径 r_{cvt} 、環状渦のスパン z_{cvt} を求める。ここで、各条件の係数 k_1, k_2, k_3 は、それぞれの要因が解へ及ぼす影響を表すもので、流量とのど部での流れを重視し、それぞれ 0.1, 0.03, 100 とした。

3.4 羽根車出口流れの算出 (ポテンシャル近似)

上述により求まる $q, \Gamma, r_{cvt}, z_{cvt}$ から羽根車入口の速度ベクトルを計算すると、流入する流れのスパン方向の分布が定まる。それをもとに、羽根車の各スパン位置における流入条件が得られると、羽根車による出口流れ及び負荷が算出される。

シロッコファンはスパン方向へ流れの変化が大きく三次元性が強いので、羽根車出口においても流れのスパン方向の分布を考慮することが必要である。前述のように内部流れが入口流れによって支配的に定められると考え、羽根車の入口流れをスパン方向に n_z 分割して、それぞれのスパン方向について計算した。計算では、分割を 10 とした。羽根車内の子午面流線が、湧き出しと環状渦によるポテンシャル流れに沿っていると仮定して、羽根車入口から羽根車出口までの子午面流線を次式によって定めた。

$$R(t+1)^n = R(t)^n + V \left(R(t)^n \right) dt \quad (12)$$

これにより定まる n_z 分割したスパン各位置で、羽根車出口でのスパン方向の流路幅 $dz^n = |R^{n+1} - R^n|$ について、羽根車出口での流動特性を求めた。Kind による実験式を適用すると、羽根車入口で予旋回なしの条件から入射角が決まり、出口偏差角 γ が次の実験式から求まる。(2)(3)

$$\beta_2 = \beta_{2b} - \gamma \quad (13)$$

$$\gamma = 1.5 \left(2 \frac{s}{c} \right)^{0.6} - 0.13i + 0.0007i^2 \quad (14)$$

ここで、 s はピッチであり、 c は翼弦長である。また β_2 は相対流出角であり、 β_{2b} は羽根出口角である。さらに i は入射角である。

また、圧力損失 dP_l は次式から求められる。

$$k_d = 1 - \left(\frac{W_2}{W_1} \right)^2 \quad (15)$$

$$k_t = \left(\frac{k_d}{4} + 0.5 \right)^{1.7} \left(\frac{c}{s} \right)^{0.7} + 0.35(0.01i)^2 \left[1 + 12 \left(\frac{s}{c} - 0.85 \right)^2 \right] + 0.01 \frac{c}{s} \quad (16)$$

$$dP_l = k_t \frac{\rho}{2} W_1^2 \quad (17)$$

ここで、 W_1 および W_2 は入口および出口でのスパン成分を除いた相対速度の大きさである。以上により、すべり速度に基

づくオイラーヘッド及び実ヘッド、また羽根車出口における流れの諸量を得る。この計算法をここではポテンシャル近似と呼ぶ。

3.5 羽根車出口流れの適合条件 (圧力補正)

実際には、羽根車内部での圧力上昇があるため、スパン方向に流れが広がると考えられる。ただ、前述のようにシロッコファンでは翼弦長が短く、このような圧力変化がスパン方向の流れを大きく変化させることは難しい。ここでは、ポテンシャル流れの状態に以下の圧力補正を加えることで、スパン方向への広がりを評価した。

ポテンシャルの関係により定められた式(12)による羽根車出口での有効流れ部高さは、羽根車の仕事による静圧上昇は考えていない。シロッコファンでは、スパン方向に流れの変化は大きいものの、全体として流れは後面側に流れる。このとき、前面側では大きな剥離領域が形成されるが、スパン方向に静圧の大きな分布があれば、静圧が低くなる前面側へ勾配によって流れが向けられる。その結果スパン方向の流路が広がり、静圧のスパン方向の分布は均一化される。このことから、羽根車出口においてスパン方向の流路幅の変化を考え流路の幅を定めた。すなわち、式(12)に基づいて算出される羽根車出口でスパン方向に分布する静圧をもとに、平均値を基準として各スパン位置での流路幅を調整する。その流路幅について羽根車出口での流れの諸量を求める。以上の算定を、ここでは、圧力補正と呼ぶ。

4. 実験装置及び実験方法

4.1 実験装置

Fig1 は、実験装置上部の測定部を示している。測定部は、羽根車の流れの特性を調べるために、スクロールケーシングを除いて、対称となるケーシングとした。1辺 710mm、流量を変化させるために側板に直径 13mm の穴が、1枚の側板当たり 42 個開いている。高さは、羽根車によって変えられる。羽根車は、測定部の中央に設置する。

本研究ではスパン高さが 70mm の羽根車を使用した。この羽根車を H70 と称した。羽根車外形 215mm、内外径比 0.84、吸込み・吐出し面積比 0.57、羽根枚数は 42 枚の前傾羽根車である。

4.2 測定方法

羽根車出口での流動様相の測定位置は、羽根車外径より 10mm 外側の半径上に位置する。流動様相の測定には 5 孔球形ピトー管を用いた。回転軸方向には、羽根車上面付近を除き、軸方向に 9 点で測定した。流量は、ベルマウス部における流速分布を測定し、ベルマウス断面にわたって積分することにより算出した。

5. 数値計算シミュレーション

羽根車の流れのシミュレーションを行うにあたって、ANSIS の汎用流体解析ソフト CFX を利用した。Fig2 にシミュレーションに用いた形状のメッシュ図を示している。計算範囲は羽根車 1 ピッチである。出口境界は徐々に狭くした。要素はテトラ形状であり、この解析のメインとなる羽根車のまわりについては、要素数は 417358、その他の部分は 61562 となっている。羽根車部は回転座標系で解かれ、それ以外は静止座標系としている。乱流モデルは SST (Shear Stress Transport) モデルを使用した。

6. 実験結果及び考察

6.1 流動特性の予測

本論文で提案するモデルの妥当性を検討するために、羽根車単体における流体力学的特性を調べる実験を行った。

Fig.3 に各流量のスパン距離 z/h と絶対速度との関係を示す。ポテンシャル近似(図中◆)はスパン距離とともに増加する傾向がある。一方、圧力補正(図中■)ではスパン距離とともに減少する傾向がある。実験結果ではスパン距離 $z/h=0.3$ まで急上昇し、スパン距離 $z/h=0.4$ までゆるやかに増加する。これより上部で、緩やかに減少している。実験結果(図中▲)と比べ、スパン距離 $z/h=0.1$ および 0.2 で大きく異なることが見てわかる。これは、実験において後面シュラウドの壁面の影響が表れたものと考えられる。

Fig.4 は、絶対速度のスパン平均の、流量による変化を示している。 $Q_{net}/Q_{design}=0.89$ 及び $Q_{net}/Q_{design}=1$ で、実験結果とほぼ一致している。 $Q_{net}/Q_{design}=1.22$ でやや大きく予測されている。誤差は、 $Q_{net}/Q_{design}=0.89$ で 2.4%、 $Q_{net}/Q_{design}=1$ で 3.3%、 $Q_{net}/Q_{design}=1.22$ で 7.0%であった。 $Q_{net}/Q_{design}=1.22$ でやや誤差が大きいものの、比較的良く予測されている。

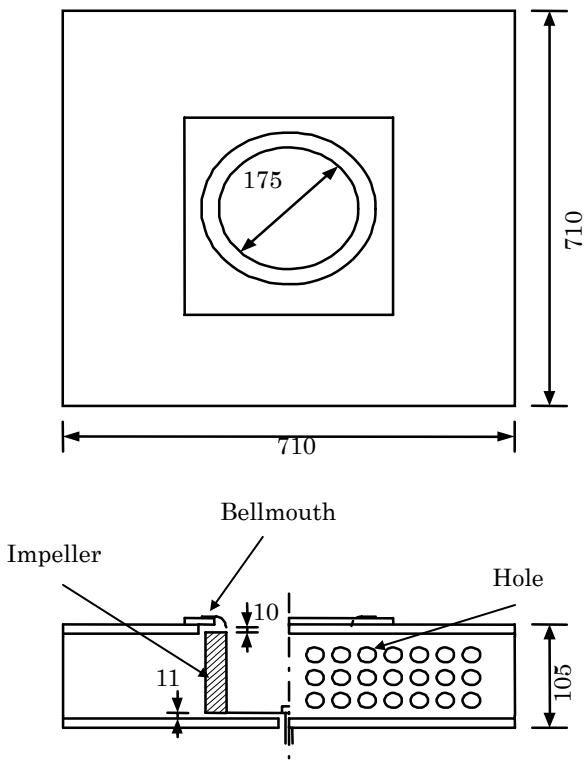


Fig.1 Experimental apparatus

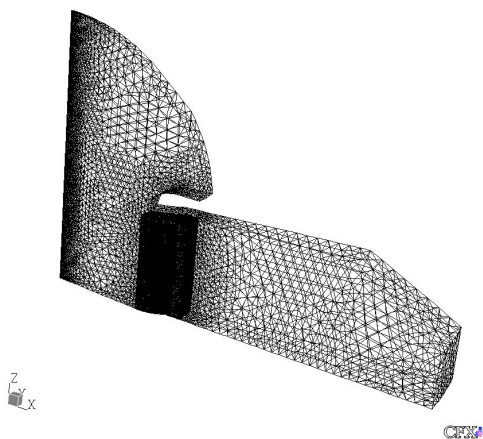


Fig.2 Mesh in simulation

Fig5は、半径方向速度成分のスパン方向分布を示している。ポテンシャル近似は、スパン距離とともにわずかに増加する傾向がある。一方、圧力補正では、スパン距離とともにわずかに減少する傾向がある。実験結果は、スパン距離 $z/h=0.3$ まで急な増加をしている。それより上部では、やや急な減少をしている。全体的にスパン距離とともに減少する傾向がある。圧力補正をすることによって、実験結果の傾向にやや近づくことがわかる。ただ、実験結果では、スパン方向の変化が大きいのに対し、計算では変化がだいぶ小さい。実験では、ハブ側に境界層が、発達するため、その近くで流れが大きく低下し、その影響で、 z/h が 0.3 近くで速度が大きく、スパン変化が大きくなっている。

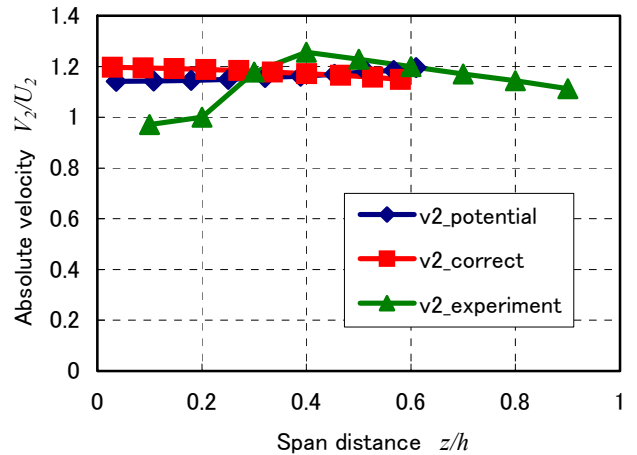


Fig.3 Absolute velocity distribution

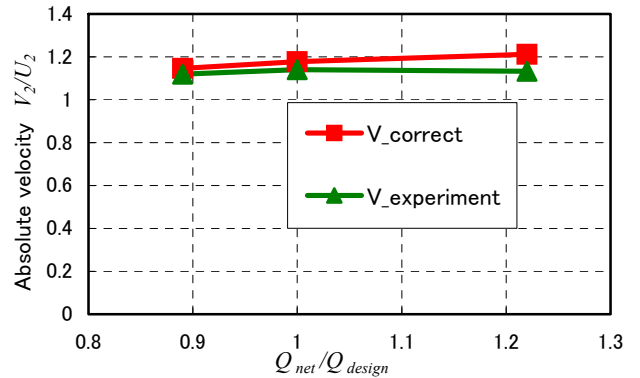


Fig.4 Variation of absolute velocity with flow rate

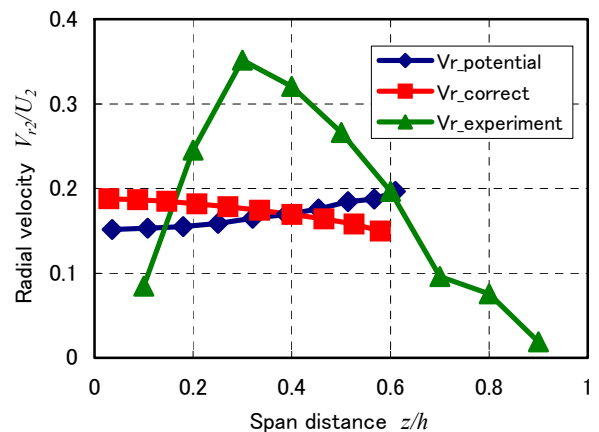


Fig.5 Radial velocity distribution

Fig6 は、スパン平均の半径方向速度成分の流量による変化を示している。計算結果及び実験結果は、ポテンシャル近似、圧力補正ともにほぼ一致していることがわかる。実験結果と圧力補正の予測では $Q_{net}/Q_{design}=0.89$ で 2.8%、 $Q_{net}/Q_{design}=1$ で 2.7%、 $Q_{net}/Q_{design}=1.22$ で 5.3%の違いがあった。このことから、分布は違いがあるものの平均の特性としては、比較的良好予測できるといえる。

Fig.7 は、スパン距離と相対速度との関係を示している。ポテンシャル近似は、スパン距離とともに増加する傾向がある。一方、圧力補正では、スパン距離とともに減少する傾向となる。実験結果では、スパン距離とともに減少する傾向がある。スパン距離 $z/h=0.4$ まで急増加している。これより上部で、緩やかに減少している。圧力補正することによって、実験結果の傾向にやや近づくことがわかる。

Fig8 は相対速度のスパン平均を示している。実験結果と比べ、やや大きく予測されている。実験結果と圧力補正の誤差は $Q_{net}/Q_{design}=0.89$ で 7.4%、 $Q_{net}/Q_{design}=1$ で 8.5%、 $Q_{net}/Q_{design}=1.22$ で 12.8%であった。

6.2 剥離領域の見積もり

本計算モデルによって、前面シュラウド側の剥離領域の見積もりを行う。Fig9は設計流量点 $Q_{net}/Q_{design}=1$ での羽根車内部の流線を示している。羽根車入口を10分割した点から羽根車出口までは、ポテンシャル計算によると図のように流れていることがわかる。羽根車入口最上部より流入した流れは、羽根車出口でおよそ 0.6 付近まで下がっている。これからスパンが小さいところでベルマウスから正味の流れが羽根を通過する領域である。また、これより上は前面シュラウド側の剥離領域である。

Fig.10 はポテンシャル近似、圧力補正及び実験結果の正味流量域を示している。ただし、正味流れの領域は次式から求める。

$$L = \frac{Q_{net}}{V_r \cdot \pi \cdot D_2} \quad (18)$$

図では、正味流量の領域を示している。剥離領域は、縦軸の1からその領域を引いた部分である。

ポテンシャル近似では、実験と比べると剥離領域が小さく見積もられている。圧力補正の場合、ポテンシャル近似と比べるとやや改善され、実験値に近い値となっている。圧力補正と実験結果との誤差は、 $Q_{net}/Q_{design}=0.89$ では 2.6%、 $Q_{net}/Q_{design}=1$ では 0.1%、 $Q_{net}/Q_{design}=1.22$ では 1.1%であり、よく見積もられていることがわかる。

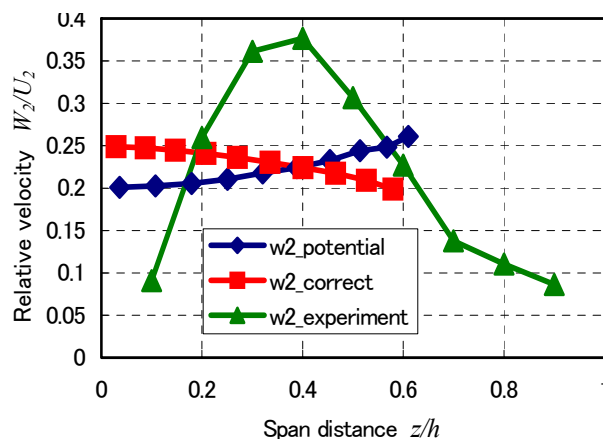


Fig.7 Relative velocity distribution

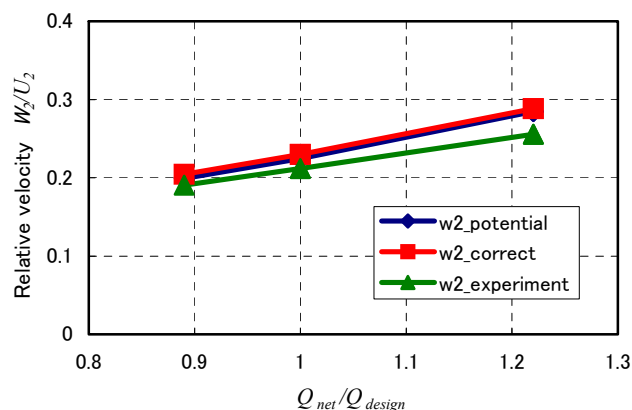


Fig.8 Variation of relative velocity with flow rate

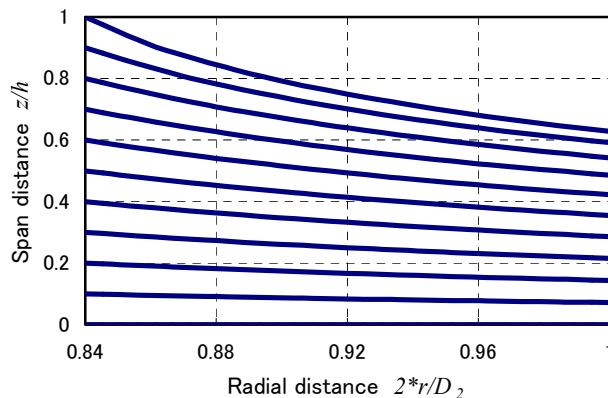


Fig.9 Stream lines in the impeller with potential simulation

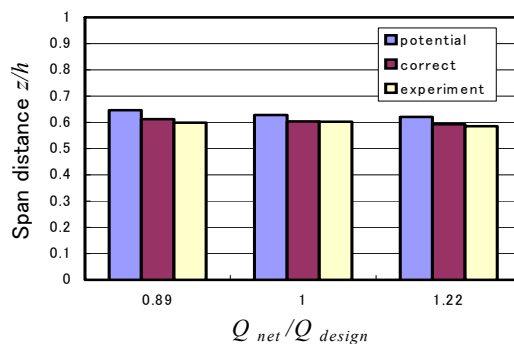


Fig.10 Estimation of net flow region

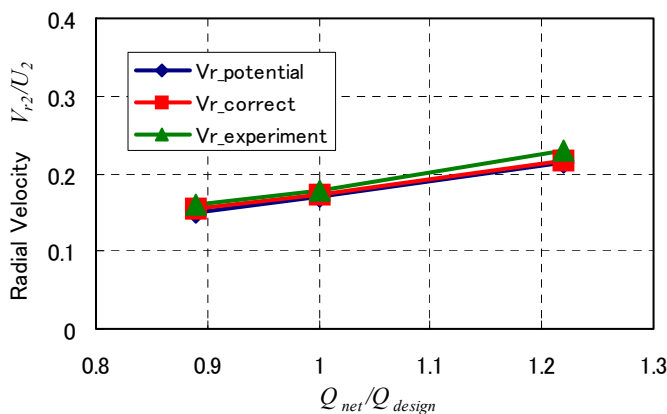


Fig.6 Variation of radial velocity with flow rate

6.3 数値シミュレーションによる流れの可視化

本研究で用いた数値シミュレーションにより,羽根車内部での流れの可視化を行う。Fig11(a)~(c)にそれぞれの流量での数値シミュレーションにより得た羽根車内部での絶対速度のベクトル分布を示している。

羽根車出口での流れは流量が大きくなるにつれて正味流れの範囲が狭くなっていることがわかる。また,その範囲が狭くなるにつれて,正味流れが後面側へ寄っていったことがわかる。

剥離領域となる羽根車上部では循環流が形成されている。その循環流は流量が大きくなるにつれてそのサイズは小さくなり,羽根車入口での正味流れへの影響が小さくなっている。その影響により流量が小さいときには正味流れが前面シュラウド側へ誘起されているが,流量が大きくなるにつれて循環流で誘起される正味流れは少なくなっていく,正味流れが後面シュラウド側へ移っていることがわかる。

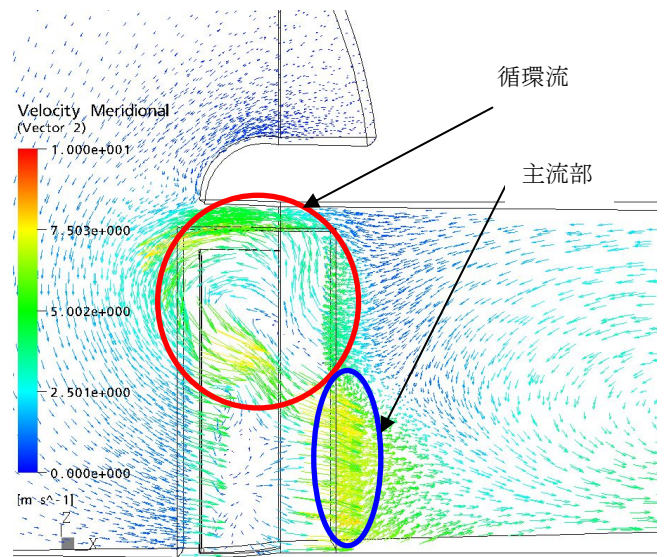
7. 結論

シロッコファンの羽根車における剥離領域の見積もり及び流動特性の予測を評価するために実験を行った結果,以下の結論を得た。

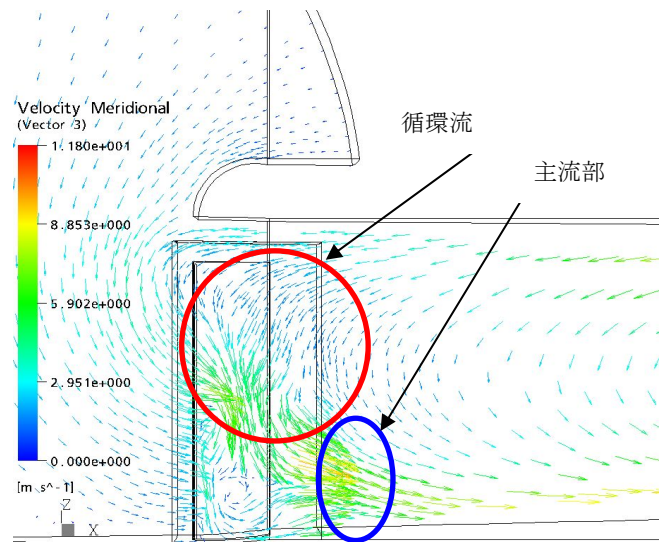
1. 湧き出しと環状の渦糸による入口流れのモデル化およびそれによる前面シュラウド側の剥離領域の見積もりは実験により剥離領域とほぼ一致する。
2. 羽根車出口のスパン平均の流動特性は,ポテンシャル近似および圧力補正によって比較的良く見積もることができる。
3. 羽根車出口の流れのスパン方向の分布について,ポテンシャル近似の結果と圧力補正を行った結果では異なる。羽根車出口で静圧がスパン方向に一様化されるように圧力補正を行うことで,実験結果に近い分布を与えることができた。
4. はく離領域は循環流れとなっている。羽根車出口から,ベルマウスと羽根車とのすきまの部分で循環流を形成する。その流れに主流部の流れは前面シュラウド側へ誘起される。その循環流は流量が小さくなるにつれて大きくなる。

参考文献

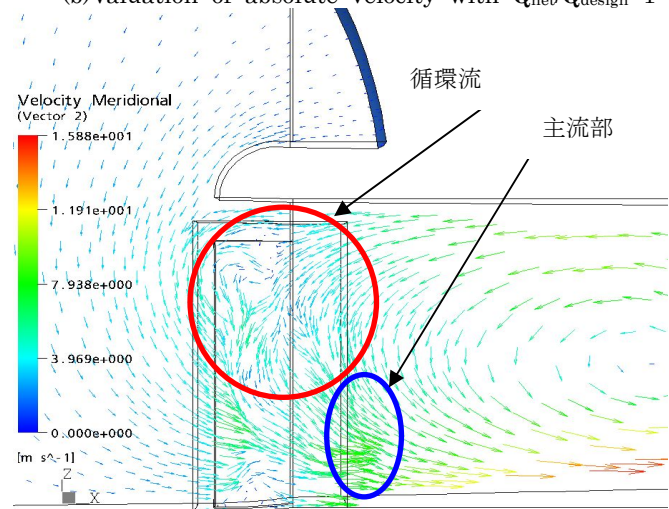
- (1) 安達・杉田・山田 “シロッコファンの性能に関する研究(羽根形状の最適条件について)”,ターボ機械 Vol.29-2(2001)
- (2) R.J.King and M.G.Tobin, “Flow in a Centrifugal Fan of the Squirrel-Cage Type”,Trans.ASME,Journal of turbomachinery,Vol.112,PP.84-90(1990)
- (3) R.J.King, “Prediction of Flow Behavior and Performance of Medium and High Flow Rate”,Trans.ASME,Journal of Fluids Engineering,Vol.119,PP.639-646(1997)



(a)Valuation of absolute velocity with $Q_{net}/Q_{design}=0.89$



(b)Valuation of absolute velocity with $Q_{net}/Q_{design}=1$



(c)Valuation of absolute velocity with $Q_{net}/Q_{design}=1.22$

Fig.11 Velocity vector distributions of the mid passage with CFX simulation