

小型軸流ファンの静音設計に関する研究： ケーシング入口形状および入口障害物と空力 騒音源の関係

真木, 亮一 / MAKI, Ryoichi

(出版者 / Publisher)

法政大学大学院理工学研究科

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

法政大学大学院紀要. 理工学・工学研究科編

(巻 / Volume)

60

(開始ページ / Start Page)

1

(終了ページ / End Page)

8

(発行年 / Year)

2019-03-31

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00021983>

小型軸流ファンの静音設計に関する研究 - ケーシング入口形状および 入口障害物と空力騒音源の関係 -

STUDY ON NOISE REDUCTION IN SMALL AXIAL FAN
- RELATIONSHIPS BETWEEN INLET SHAPE OF CASING,
INLET OBSTACLE AND AERODYNAMIC NOISE SOURCE -

真木亮一

Ryoichi MAKI

指導教員 御法川学

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

As the large data center for the latest IoT and AI technology has been increasing, the quantity of small axial flow fan used for server cooling will be drastically increasing. Additionally, the fans are often installed near obstacles such as electronic parts and computer case plates. In server room, since a great many fans are always in operation and the performance is given priority to over the noise reduction, fan noise level for server cooling is much higher than that for cooling other devices. As the result, fan noise becomes the main problem for the worker occupation.

In the present study, by measuring the pressure fluctuation on the surface of casing related aerodynamic noise source in detail, relationships between changing inlet shape of casing, inlet obstacle and aerodynamic noise source were evaluated. In addition, by using CFD, factors in which inlet shape made pressure fluctuation decreased and inlet obstacle deteriorated the fluctuation on the casing inlet surface were clarified.

Key Words : Axial flow fan, Aerodynamic noise source, Pressure fluctuation, Casing inlet, Inlet obstacle

1. 結論

(1) 研究背景

近年、情報機器の高性能化に伴い CPU・GPU 等の演算装置や電源などの熱源の発熱量は、増加の一途をたどっている。さらに機器小型化のニーズから、冷却用に使用される小型軸流ファンは、狭小な空間への設置が余儀なくされている。したがって小型軸流ファンは、吸い込む空気が内部部品により遮られた状態、つまり、入口に障害物が設置された状態で稼働しているのが現状である。このように、冷却ファンは設計時に想定された状況と実際の稼働環境は異なっており、実際の稼働環境に適したファン設計を行うためにも、実稼働状態を模してファンの評価を行うことは有意義である。

また、ファンケーシング吸込口が剥離を誘発するような鋭いエッジ形状の場合、吸込口周辺のケーシング壁面が空力騒音源になることや[1]、ファン吸込口障害物が羽根車翼面の圧力変動を大きくすることが[2]、それぞれ数値解析により判明している。

(2) 研究目的

本研究では、小型軸流ファンにおいてケーシングの入口

形状および入口障害物が、空力騒音源に及ぼす影響を評価するため、空力騒音源の一つとして知られる圧力変動[3]、特にケーシング壁面圧力変動を評価した。また、壁面近傍の流れを数値流体解析(CFD)により明らかにすることで、入口形状および入口障害物が流れに与える影響を比較した。さらに、入口形状および入口障害物が、空力性能に対する静音性能に与える影響を評価するため、空力性能、放射音も比較した。

2. 実験装置および方法

(1) 供試ファン

本研究で使用した供試ファンは、光造形機(3DSystems Viper Si2)にて羽根車およびケーシングを作成した軸流ファンである。羽根内径 $D_1=88\text{mm}$ 、羽根外径 $D_2=166\text{mm}$ 、羽根枚数5枚、ケーシング外径200mm、内径170mm、スポークは4本で、羽根車を回転させるのに使用したモーター(オリエンタルモーター MR18-BC)は、定格電圧AC100V、定格回転数2850rpmである。Fig.1に供試ファン概要図を示す。

羽根車と取り付けたモーターを固定するケーシングは4

種類あり、それぞれ入口形状が異なっている。Fig.2 にケーシング形状を示す。Case1~Case3 は吸込口流れのはく離低減を意図した入口形状である。

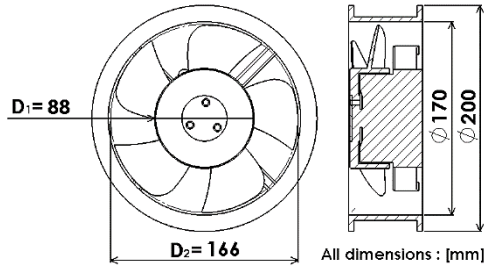


Fig.1 Tested fan

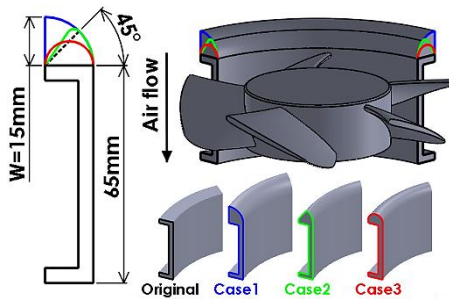


Fig.2 Shape of casing inlet

(2) 入口障害物

入口障害物として Fig.3 に示す透明な塩化ビニル板をファン吸込口側に設置した。障害物のケーシング側に面した表面と Original の最上流面との距離を、障害物設置距離 G [mm] と定義し、 $G=20, 30, 40$ の 3 種類とした。障害物がない場合には、No obstacle と呼ぶこととした。なお Fig.3 の右図からわかるように、Case1~Case3 は Original と比較して障害物との実際の隙間は小さくなっており、最も隙間の小さい Case1 は、 $G=20$ mm のときに Original よりも隙間が 7 割減少する。障害物を設置した場合におけるケーシングの呼称は “[ケーシング名]_o[G]” と名付けた。例えば、Case1 で $G=20$ mm の場合には “Case1_o20” となる。

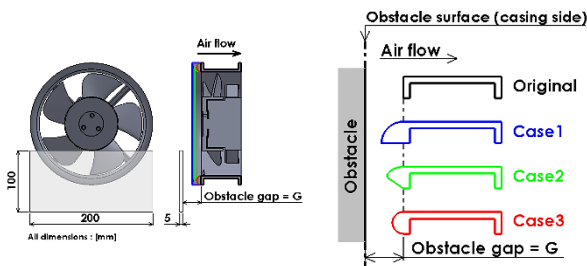


Fig.3 Position of inlet obstacle

(3) 空力性能測定

軸流ファンの空力性能は JIS B 8330 に準ずるマルチノズルダブルチャンバー方式により測定した。空力性能測定を行った実験装置（ツクバリカセイキ ダブルチャンバー）を Fig.4 に示す。測定装置は仕切板により前後 2 つのチャンバーを有している。供試ファンから前部チャンバーへと

流れた空気は、ノズル通して後部へと流れ、補助ファンを通り大気へと解放される。前後それぞれのチャンバーに静圧測定用の圧力孔が設けられており、ファン静圧は前部チャンバーの静圧 P_{s1} の値とした。静圧測定には微差圧計（長野計器 GC30-101）を使用し、ファン流量は式 (1) より算出した。

$$Q = 60 \cdot \alpha_n \cdot v_n \cdot A_n \quad (1)$$

ただし、

Q : ファン流量[m³/min]

α_n : ノズル流量係数[-]

v_n : ノズル流速[m/s]

A_n : ノズル断面積[m²]

である。なお、 α 、 v_n 、 A_n はそれぞれ下式により求めた。

$$\alpha = 0.9986 - \frac{7.006}{\sqrt{Re}} + \frac{134.6}{Re} \quad (2)$$

$$v_n = \sqrt{\frac{2(P_{s1} - P_{s2})}{\rho}} \quad (3)$$

$$A_n = \frac{\pi}{4} (d_n \times 10^{-3})^2 \times m \quad (4)$$

$$Re_n = 70 \cdot v_n \cdot d_n \quad (5)$$

$$\rho_A = 1.2 \times \frac{293}{273 + T_A} \times \frac{P_A}{1013} \quad (6)$$

ただし、

Re_n : ノズルレイノルズ数[-]

P_{s1} : 前部チャンバー静圧[Pa]

P_{s2} : 後部チャンバー静圧[Pa]

ρ_A : 空気密度[kg/m³]

d_n : ノズル直径[mm]

m : ノズル解放個数[-]

P_A : 大気圧[hPa]

T_A : 空気温度[°C]

である。

空力性能の評価には、流量および静圧をそれぞれ無次元化した値である、流量係数および圧力係数を算出した。流量係数 ϕ は式 (7) [4]、圧力係数 ψ は式 (8) [4] より求めた。

$$\phi = \frac{Q}{\left(\frac{\pi}{4} D_2^2\right) \cdot (\pi D_2 N)} \quad (7)$$

$$\psi = \frac{P_t}{\frac{1}{2} \rho \cdot \left(\pi D_2 \frac{N}{60}\right)^2} \quad (8)$$

$$P_t = P_{s1} + \frac{1}{2} \rho \cdot \left(\frac{Q}{60 \cdot A_c} \right)^2 \quad (9)$$

ただし、

D_2 : 羽根外径[m]

N : 羽根車回転数[rpm]

A_c : チャンバー断面積[m²]

P_t : ファン全圧[Pa]

ϕ : ファン流量係数[-]

ψ : ファン圧力係数[-]

である。

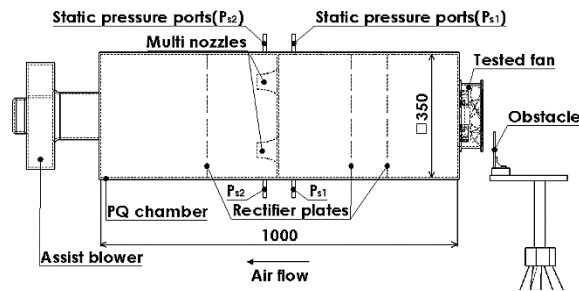


Fig.4 Measurement setup of fan performance

(4) 騒音測定

a) ファン放射音

Fig.5に騒音測定図を示す。騒音測定に際し、ファンの振動を絶縁するため、吊糸でファンを宙吊りにし架台に固定した。また吸込側・吐出側にダクト等の管路を設けない無負荷状態でファンを運転させ、半無響室内で放射音測定を行った。放射音は精密騒音計 (RION NL-31) を、羽根車回転軸より地面と水平に 80 度傾け、1m 離れた地点に設置した。騒音計の校正は騒音計自身が持つ、内部回路により行った。音の収録は 10.24 秒間行い、周波数分析器 (RION SA-01) により 5000Hz までの帯域で周波数分析を行った。

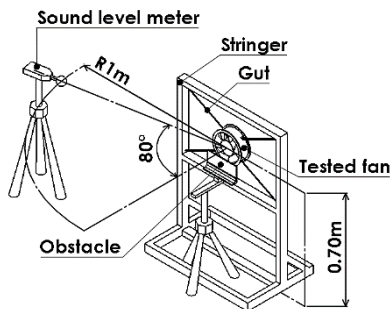


Fig.5 Measurement setup of fan noise

b) ケーシング壁面圧力変動

圧力変動の測定は、各ケーシングに設けられた直径2mmの壁面圧力変動測定用の孔に、小型マイクロフォンを取り付けて測定した。Fig.6に圧力変動測定孔の位置を示す。

マイクロフォン (SiSonic SP0103NC3-3) は幅 4mm、高さ 6mm、圧力検出孔直径 1.0mm、100~5000Hz で平坦な周波

数応答特性を持つ。なお、マイクロフォンが定常壁面静圧で破壊されることを防ぐため、圧力測定孔羽根車側には厚さ 0.04mm のフィルムが貼ってある。Fig.7に圧力変動測定孔の断面図を示す。

マイクロフォンの校正には音響校正器 (RION NC-75) を用い、フィルムを透過した校正音をマイクロフォンが拾う状態で行った。収録は上項 a) と同時に行い、周波数分析も同様の手法で行った。

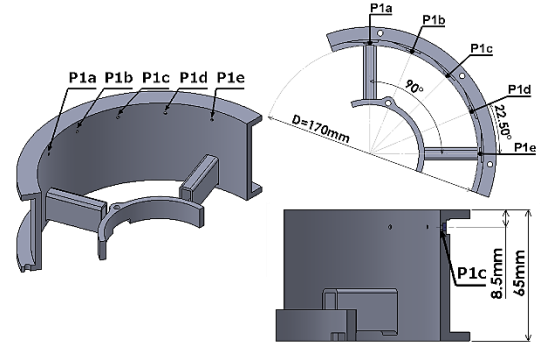


Fig.6 Pressure fluctuation ports on the casing surface

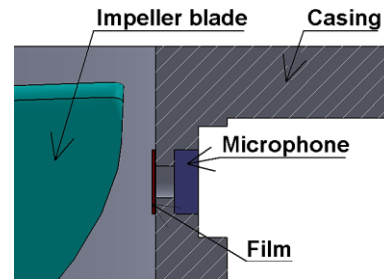


Fig.7 Cross sectional view of pressure holes on casing

(5) 比騒音レベル・壁面圧力変動レベル差の算出

各入口形状および各障害物距離において、空力性能に対して静音性能がどの程度優れているのかを評価するため、比騒音レベルを式 (10) [1]より算出し比較した。なお、流量 Q および全圧 P_t は空力性能測定結果の最大流量時の数値を用いた。比較をする際の基準は、No obstacle における Original の流量 Q_0 および全圧 P_{t0} である。そのため、本研究における比騒音レベルは、No obstacle の Original と比較してどの程度静音性に優れているかを示す数値である。

また、壁面圧力変動レベルを No obstacle の Original と比較するため、圧力変動レベルの低減量 (圧力変動レベル差) を式 (11) より算出し比較した。式 (11) の L_{P1} は式 (12) より求めた。式 (11) は、各入口形状・障害物距離と Original との、吸込口近傍壁面圧力変動の相対デシベル値としての意味を持つ。

$$K_{SA} = 0A - 10 \log_{10} \left\{ \frac{Q}{Q_0} \left(\frac{P_t}{P_{t0}} \right)^2 \right\} \quad (10)$$

$$K_{SPF} = L_{P1} - L_{P10} \quad (11)$$

$$L_{\overline{P1}} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{5} \sum_{i=a \sim e} 10^{\frac{OAP1_i}{10}} \right) \quad (12)$$

ただし、

K_{SA} : 比騒音レベル[dB(A)]

K_{SPF} : 圧力変動レベル差[dB]

OA : 騒音計音圧オーバーオールレベル[dB(A)]

$OAP1_i$: $P1_{a \sim e}$ 孔の圧力変動オーバーオールレベル[dB(A)]

$L_{\overline{P1}}$: $P1_{a \sim e}$ 孔の平均圧力変動レベル[dB(A)]

$L_{\overline{P10}}$: Original における $L_{\overline{P1}}$ [dB(A)]

である。

3. 数値流体解析

(1) 計算モデル

入口形状および入口障害物が壁面近傍の流れに与える影響を評価するために、入口障害を除いて流れを制限するものが無い環境を模擬した計算モデルを作成した[5]。計算モデルは、Fig.8 に示すように球体、ファン、ケーシング、入口障害物で構成されている。球体はダクト等の流路がない場合のファン周辺空気領域を模擬しており、ケーシング外径の11倍の直径を持つ。メッシュ要素数は羽根車周辺、ケーシングおよび障害物、周辺空気領域の順に440万、350万、110万の計900万要素程度である。

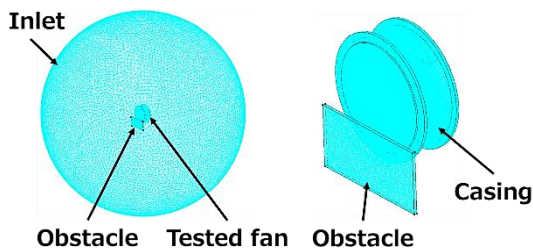


Fig.8 Numerical simulation model

(2) 計算条件

Inlet には全圧 0Pa, ケーシング, 障害物の壁面は全て静止壁と規定した。ファンの回転の再現には要素移動および不連続接合を用い, ファン表面は回転移動壁とした。要素移動回転数はモーターの定格である 2850rpm とした。

支配方程式 RANS, 乱流モデル SST $k-\omega$ で 200 サイクルの定常解析を行った後, その結果を初期値として, 2850rpm にてファンが約 4 回転するのに要する時間である, 0.08 秒間の非定常解析を LES にて行った。時間間隔は 2850rpm で回転するファンが 1 度回転するのに要する時間である, 1/17100 秒とした。

計算後に入口形状および入口障害物の影響を, Fig.9 に示す子午面断面の流速分布および静圧分布を比較することで評価した。

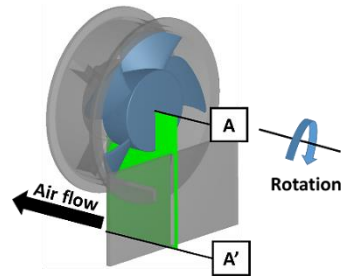


Fig.9 Position of meridian cross section A-A'

4. 結果および考察

(1) 空力性能測定結果

a) 入口障害物の影響

入口障害物の影響を評価するため, 各ケーシングにおける入口障害物の距離を変化させ, 空力性能の比較を行ったので Fig.10 に示す。Original, Case1 の両方で, 入口障害物による空力性能の低下が確認された。また, 障害物との距離が近いほど性能が低下しており, 障害物との隙間が最も小さい Case1 において, 顕著な性能低下が確認できた。一方で隙間が最も大きい形状の Original では, 他の形状と比較して性能低下の割合は小さくなるという結果が得られた。Case2, Case3 においても同傾向の性能低下が確認できたが, Case1 に比べ隙間が大きい入口形状のため, 性能低下割合は Case1 よりも小さかった。

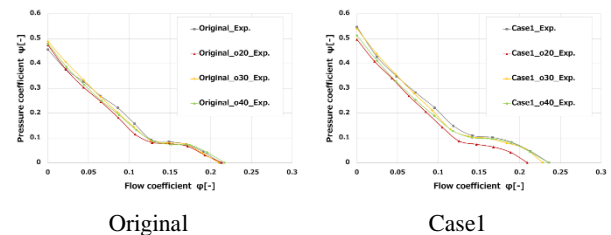


Fig.10 Performance curves of tested fan
(Comparison of Obstacle gap: G)

b) 入口形状の影響

ケーシング入口形状を変化させた場合の, 空力性能の比較を Fig.11 に示す。No obstacle, $G=30, 40\text{mm}$ の場合, Case1~Case3 の空力性能は Original と比較して向上していることが分かった。一方で $G=20\text{mm}$ の場合, 入口形状変更による空力性能向上効果は薄れ, 障害物とケーシングとの隙間が最も小さい Case1 の高流量域では, Original と同程度の空力性能となった。

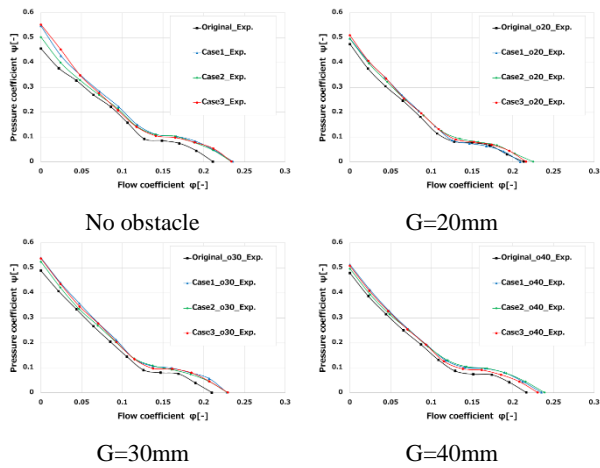


Fig.11 Performance curves of teested fan
(Comparison of shape of casing)

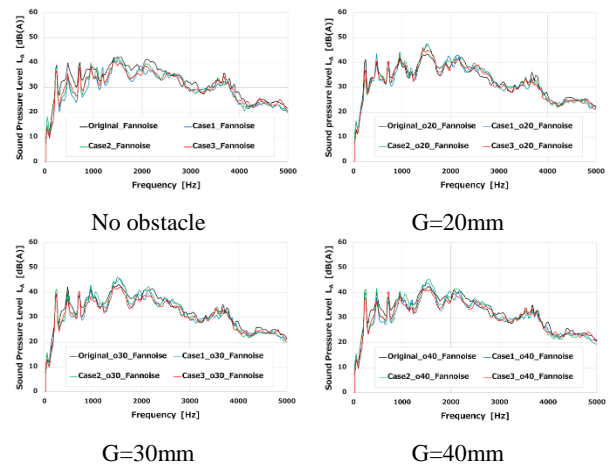


Fig.13 Radiated fan noise spectra
(Comparison of shape of casing)

(2) ファン放射音測定結果

a) 入口障害物の影響

Fig.12に障害物の距離を変化させたときのファン放射音スペクトルの比較を示す。2000Hzまでの帯域において、障害物の距離が近いほど翼通過周波数および広帯域に分布する乱流騒音の音圧レベルが上昇した。一方で、3000~5000Hz帯域の乱流騒音へ与える影響は小さかった。この傾向はCase2, Case3でも確認できた。

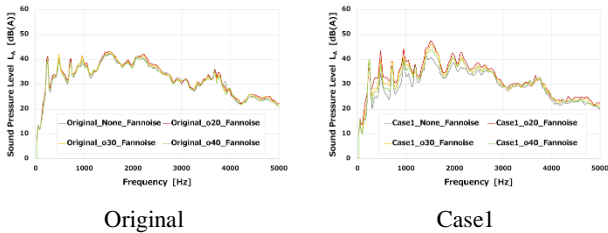


Fig.12 Radiated fan noise spectra
(Comparison of Obstacle gap: G)

b) 入口形状の影響

ケーシング入口形状を変化させた場合の、ファン放射音の比較をFig.13に示す。翼通過周波数である238Hzの2倍である570Hz付近にて、入口形状変更による音圧レベルの低下が確認できたほか、特定の周波数帯域に関わらず、2000Hzまでの帯域で音圧レベルが低下した。入口形状の変更は、ケーシング入口での離流れを抑制することで、羽根車とはく離流れの干渉による騒音だけでなく、2000Hz以下の乱流騒音も低減する効果を得た。一方で、2000Hzより高い周波数帯域においては、入口形状変更による顕著な音圧レベルの低下は確認できなかった。また、翼通過周波数音の一次ピークと二次ピークレベルを比較すると、概ね同レベルもしくは二次が高い傾向となった。

(3) 圧力変動測定結果

a) 入口障害物の影響

Fig.14に障害物距離と吸込口近傍圧力変動レベルの関係を示す。障害物の距離が近いほど、翼通過周波数音とその倍音が増加した。また、500~5000Hzまでの広い周波数帯域で、障害物の距離が近いほどレベルが増加した。Case2, Case3でも同様の傾向が見られた。

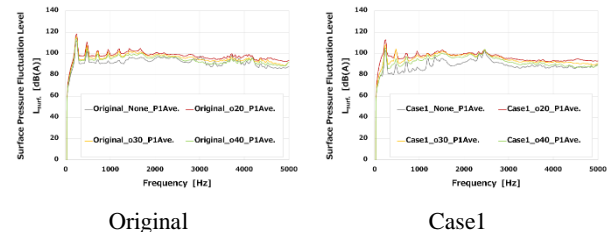


Fig.14 Pressure fluctuation spectra on casing edge
(Comparison of Obstacle gap: G)

b) 入口形状の影響

Fig.15に入口形状と吸込口近傍壁面圧力変動レベルの関係を示す。翼通過周波数音や2000Hzまでの帯域でレベルの低下が見られ、これはファン放射音の場合と同様の傾向であった。しかし、放射音では翼通過周波数音およびその2倍音は概ね同レベルであったのに対して、圧力変動レベルでは翼通過周波数音が10dB程度上回っていた。したがって、ケーシング壁面の圧力変動の主要因は、翼通過由来するものといえる。一方で翼通過周波数の整数倍周波数では、ピークは生じるもののそのレベルは翼通過周波数に比べて小さい結果となった。放射音では翼通過周波数音、およびその整数倍周波数音のレベルが概ね同値であったことを考えると、吸込口近傍のケーシング壁面圧力変動は高次の翼周波数成分の音源とはなっていないものと考えられる。

障害物距離を近くした場合では、2000~5000Hzの帯域に分布する圧力変動レベルが増加したが、静音化対策に有効と考えられた入口形状の変更は、2000~5000Hzの帯域では

ほとんど効果を示さなかった。ここではファン周辺の流れが開放状態となっており、入口障害物と入口形状変更の効果が現れにくかった可能性がある。

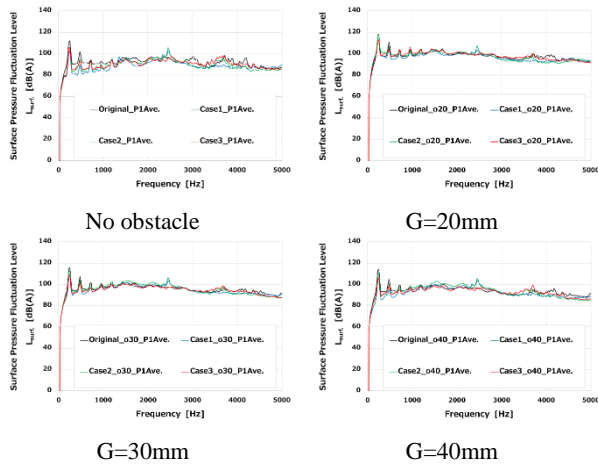


Fig.15 Pressure fluctuation spectra on casing edge (Comparison of shape of casing)

(4) 比騒音レベル・圧力変動レベル差算出結果

式(10)より算出した比騒音レベルを Table.1 に、式(11)より算出した圧力変動レベル差を Table.2 に示す。比騒音レベル、圧力変動レベル差ともに、障害物との距離が近づくにつれ数値が悪化し、入口形状を変更させた場合には数値が改善された。

比騒音レベルでは、障害物が無い場合においては入口形状の変更が静音化の手段として有効であるが、G=20mmの場合には、形状変更による静音効果は確認できなかった。この結果から、ファンの吸込口に障害物がある状況下で、十分なクリアランスが確保できない場合においては、入口形状を変更して吸込口のはく離を抑制することに重きを置くよりも、吸込口のクリアランスを確保することが、静音化の手段としてより有効であるといえる。

圧力変動レベル差を比較すると、比騒音レベル同様、障害物が無い場合においては形状変更による静音化が確認できるが、障害物があることで、ない場合と比較して顕著な数値の悪化が見られるので、障害物の有無および距離が壁面圧力変動に与える影響は放射音と比較して大きいと考えられる。入口形状による影響は比騒音レベルと同傾向を示しており、Case1 が静音化に最も適した入口形状といえる。

Table.1 Specific noise level K_{SA}

		Obstacle gap: G [mm]			
		None	20	30	40
Type of casing	Original	57	58	57	57
	Case1	52	58	56	54
	Case2	53	58	57	54
	Case3	53	58	54	53

Table.2 Pressure fluctuation level difference K_{SPF}

		Obstacle gap: G [mm]			
		None	20	30	40
Type of casing	Original	0	6	4	2
	Case1	-4	3	1	0
	Case2	-2	6	3	2
	Case3	-3	5	1	0

(5) 数値流体解析結果

a) 入口障害物の影響

非定常解析結果の翼中央子午面断面 A-A'における、G=20mm の Original および Case1 の流速分布をそれぞれ Fig.16, Fig.17 に示す。後述の障害物がない場合と比較して、両ケーシングとも吸込口近傍において、半径方向の速度成分が支配的になっていた。特に Case1 においては、障害物とケーシングとの隙間が小さく流路が狭いため、Original よりも半径方向の流速がより大きかった。そのため、隙間を通過して翼に供給される時点ではく離が生じており、乱れの発生が確認できた。この乱れは翼通過後も消滅せずに留まっており、次の翼が通過する際にも影響を与えていることが確認された。

次に、Original および Case1 の静圧分布をそれぞれ Fig.18, Fig.19 に示す。静圧分布を比較すると、Original は障害物がない場合と比較して、若干ではあるものの低圧域が広がっている程度であった。一方で入口障害物により流入路が狭められている Case1 では、障害物がない場合と比較して、翼上面の低圧域の範囲が非常に拡大しているほか、翼下面に高圧域が確認できた (Fig.19 の 0.051053sec) 。0.053041 sec では同地点が低圧域、0.055030 sec では再び高圧域となっており、この変動周期を算出すると 252Hz となった。これは翼通過周波数の 238Hz と 6% の差であり、概ね一致しているといえる。以上の結果から、入口障害物によって翼通過周波数の圧力変動レベルが増加した要因は、吸込み流れの流路を狭めたことに起因し、半径方向流速の増加によって生じた流れのはく離によるものであるといえる。

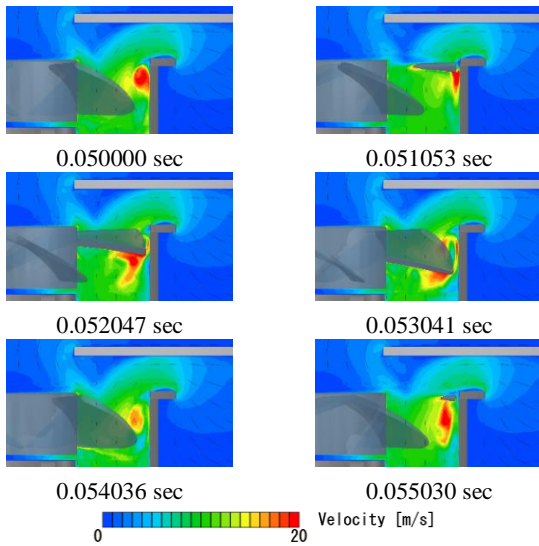


Fig.16 Velocity contour on cross section A-A'
(Casing:Original, Obstacle gap: G=20mm)

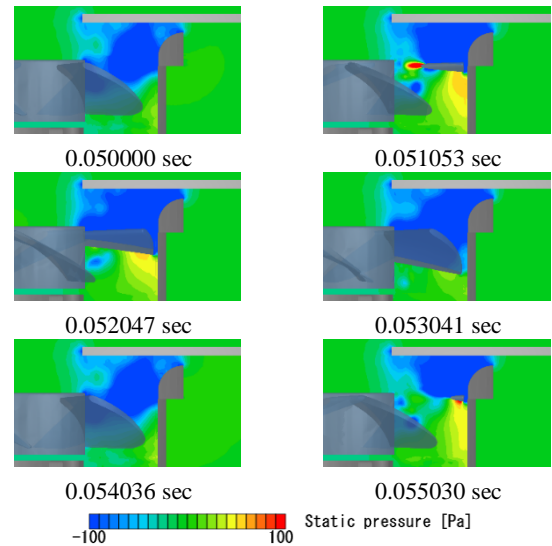


Fig.19 Static pressure contour on cross section A-A'
(Casing:Case1, Obstacle gap: G=20mm)

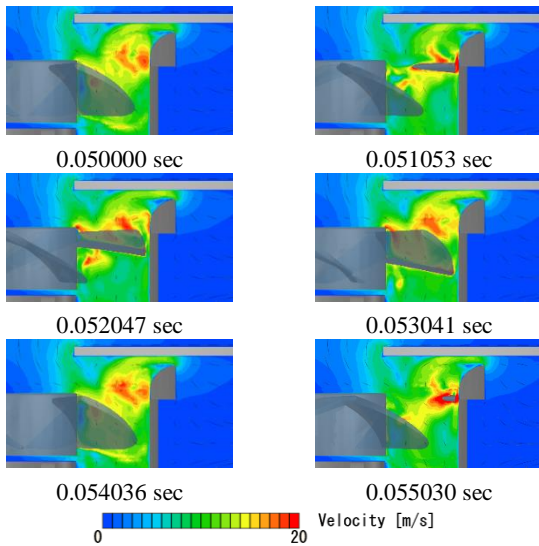


Fig.17 Velocity contour on cross section A-A'
(Casing:Case1, Obstacle gap: G=20mm)

b) 入口形状の影響

子午面断面 A-A'における, No obstacle の Original, Case1 の流速分布をそれぞれ Fig.20, Fig.21 に, 静圧分布をそれぞれ Fig.22, Fig.23 に示す. 障害物がない場合, 入口形状を変更することにより, 吸込口近傍の速度成分は, 軸流方向がより支配的になることが確認できた. そのため, Case1 翼上面の低圧域は Original と比較して範囲が狭く, 吸込み流れのはく離が低減されていることが分かった.

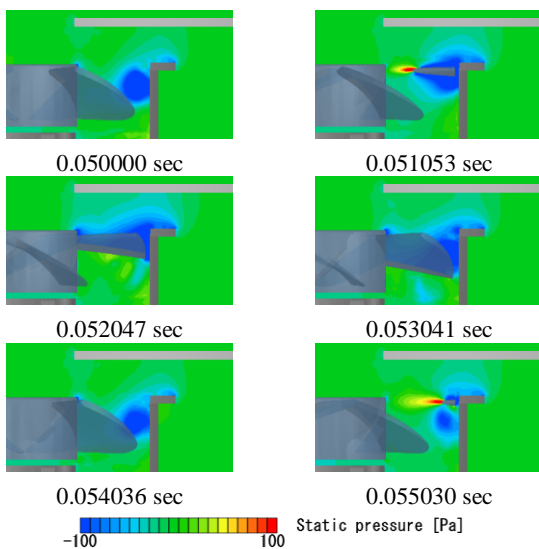


Fig.18 Static pressure contour on cross section A-A'
(Casing:Original, Obstacle gap: G=20mm)

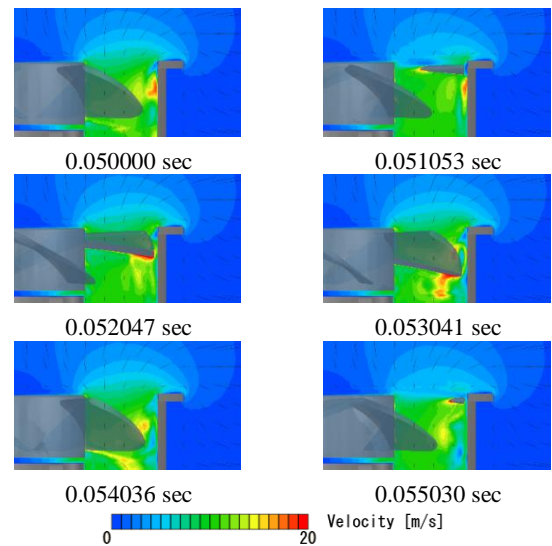


Fig.20 Velocity contour on cross section A-A'
(Casing: Original, No obstacle)

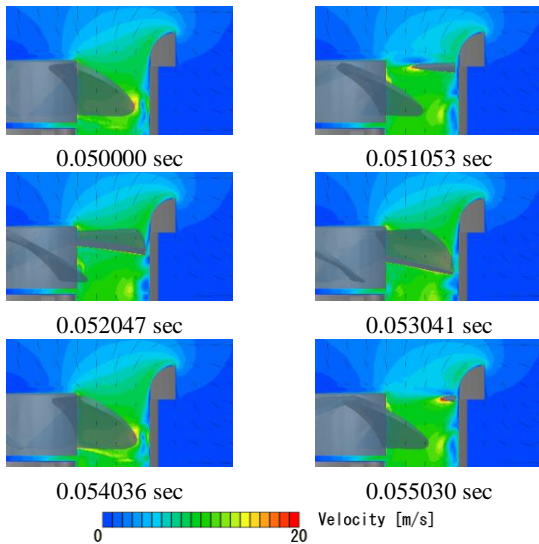


Fig.21 Velocity contour on cross section A-A'
(Casing:Case1, No obstacle)

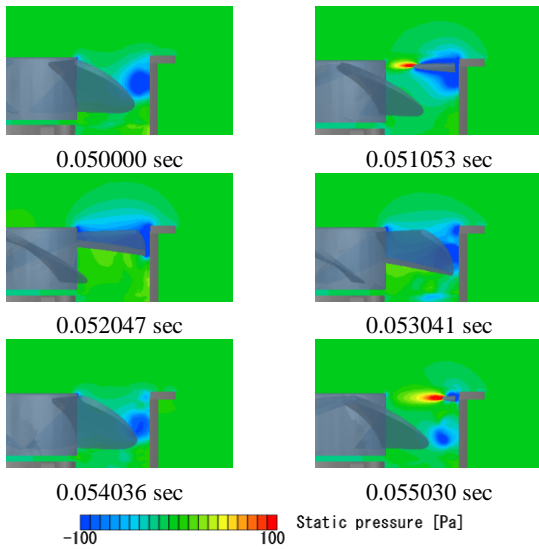


Fig.22 Static pressure contour on cross section A-A'
(Casing:Original, No obstacle)

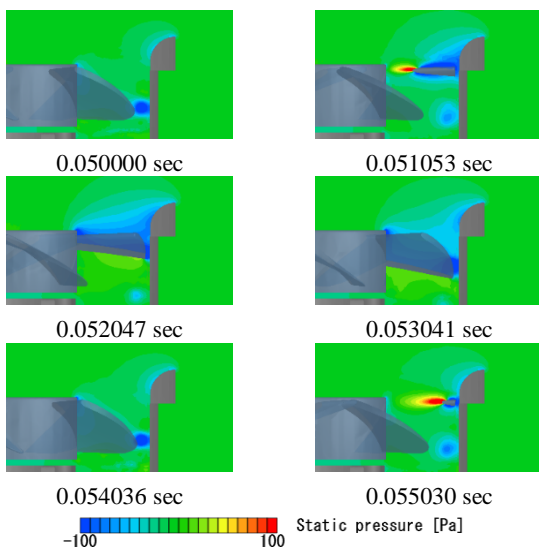


Fig.23 Static pressure contour on cross section A-A'
(Casing:Case1, No obstacle)

5. 結論

小型軸流ファンのケーシング入口形状および入口障害物が、空力騒音源であるケーシング壁面の圧力変動、特に吸込口近傍の圧力変動に与える影響を評価した。その結果以下の知見を得た。

- (1) 入口障害物により、吸込口近傍のケーシング壁面圧力変動が大きくなることがわかった。特に翼通過周期の変動が大きくなるが、2000~5000Hzの幅広い帯域に分布するランダムな変動も大きくなる。
- (2) 入口形状変更により、吸込口近傍のケーシング壁面圧力変動、とりわけ翼通過周期の変動を低減することができることがわかった。一方で、2000~5000Hzの幅広い帯域に分布するランダムな変動は、入口形状変更では低減することが難しい。
- (3) 吸込口近傍のケーシング壁面圧力変動の周波数特性は、翼通過周波数音がその整数倍音が概ね同レベルとなる放射音の傾向とは異なり、翼通過周波数音がその整数倍音に比べ突出して大きくなる。
- (4) 比騒音レベルは障害物との距離を大きくすることで、障害物がない場合と概ね同程度まで回復するが、同距離における圧力変動レベル差の回復幅は、比騒音レベルに比べ小さい。
- (5) 入口障害物がありその距離が近い場合に、吸込口近傍のケーシング壁面圧力変動のうち、翼通過周期の変動が増加するのは、吸込み流れの半径方向流速成分の増加によるものと分かった。
- (6) 空力騒音源の一つである吸込口近傍のケーシング壁面圧力変動は、入口形状および入口障害物両方の影響を受け、そのレベルははく離を低減する入口形状により低下し、障害物距離が近いほど増加する。

参考文献

- 1) Gaku Minorikawa, Tae-Gyun Lim, Wan-Ho Joen : Prediction for noise reduction and characteristics of flow-induced noise on axial cooling fan, 24th International congress on sound and vibration, 2017
- 2) 渡邊文庸, 川口清司, 渡辺大輔 : 吸込口側に障害物を有する小型軸流ファン周りの流れ解析, ターボ機械, 第39巻, 第12号, pp.33-41, 2011
- 3) 鈴木昭次, 西村正治, 雉本信哉, 御法川学 : 機械音響工学, コロナ社, 初版第5刷, pp.24-26, 2014
- 4) 中村怜 : クロスフローファンの入口予旋回流れとその制御, 徳島大学大学院 先端技術科学教育部 知的力学システム工学専攻 機械創造システム工学コース 博士後期課程 博士論文, 2014
- 5) 武藤洋 : 小型軸流ファン空力騒音の音源解析と評価, 法政大学大学院 工学研究科 機械工学専攻 修士課程 2011年度修士論文, 2012