

プロペラファンの翼端渦によって発生する周期的な 空力騒音に関する研究（羽根枚数の影響）

佐々木壮一*・村上寛明**

Study of Periodical Aerodynamic Noise Generated due to Tip Vortex of a Propeller Fan (Influence on Number of Blades)

by

Soichi SASAKI* and Hiroaki MURAKAMI**

In order to discuss the major factor on the noise characteristics of a propeller fan, the influence of the number of blades on the periodical fan noise generated due to the tip vortex is analyzed. The influence of the tip vortex on the fan noise is argued by the measured internal flow. For the analysis of the structure on the mean flow in the blade passage, the phase of the unsteady signal of the wake is locked by the trigger signal synchronized with the rotation signal. The noise generated from the tip vortex became 200 Hz even if the number of blades was different. We clarified experimentally that the periodical noise due to the tip vortex became small according to the scale of the tip vortex.

Key words: Fan, Turbomachinery, Tip Vortex, Aerodynamic Noise, Wake, Velocity Distribution

1. はじめに

エンジン冷却に使用されるプロペラファンは、そのエンジンブロックが抵抗となるために低流量域の非設計点で運転される。また、エアコンの室外機で利用される空冷ファンも、その熱交換器が抵抗となるために低流量域で運転される⁽¹⁾。このため、従来のプロペラファンの空力騒音に関する研究では、低流量側の特性が議論されてきた。深野ら⁽²⁾は、1990年にプロペラファンの騒音特性に及ぼす設計パラメータの影響について議論している。同研究では、ファン騒音に及ぼす軸方向相対位置や翼先端隙間の影響が評価されているが、翼端渦と空力騒音との関係については言及されていない。張ら⁽³⁾は、2002年に低圧軸流ファンの設計作動点における翼端流れの挙動について調査している。同研究グループは渦中心の比較的高い周波数に離散的成分が含まれていることについて触れているが、翼

端渦と離散周波数騒音との関係については今後の課題となっている。2003年に、深野らは⁽⁴⁾、低流量域における軸流ファンの翼先端近傍の相対流れ場を解析し、羽根周りの流れ場と発生騒音との関係を検討している。同研究では、設計点よりも低流量域で翼端渦と隣接翼の干渉が生じると、隣接翼圧力面近傍で大きな圧力変動が生じ、音圧レベルを上昇させる原因になることが指摘されている。これらの研究成果の貢献によって、軸流ファンの翼端渦によって発生する空力騒音は隣接翼干渉によるものであるとの見解が定着した。著者らの研究グループは⁽⁵⁾、プロペラファンの空力騒音に関する研究において、(1) 最高効率点近傍においても設計条件次第では翼通過周波数とは異なる周波数に同期した空力騒音が存在すること、(2) 流れが低比速度型羽根車の流動様相となるとき、その周期的な騒音が増加することなど、従来とは異なる翼端渦による空

平成26年7月3日受理

* システム科学部門 (System Science Division)

** 総合工学専攻 (Department of Advanced Engineering)

力騒音の特徴を実験的に示した。この周期性騒音もまた翼端渦と羽根周りの構造物との干渉によって生成される。しかし、プロペラファンのようにダクトケーシングを有さないファン騒音については必ずしも従来の軸流ファンと同じ議論ができず、翼端渦による周期性騒音に対する優位な干渉の機構については慎重な議論が必要である。また、このファン騒音に及ぼす羽根枚数の影響を翼端渦の挙動に注目して検討した研究はほとんど見当たらない。

本研究では、プロペラファンの騒音特性に及ぼす主要な因子を検討するために、羽根枚数が翼端渦によるファン騒音に及ぼす影響を解析する。ファン騒音の特性と内部流動の関係を比較しながら、翼端渦が及ぼすファン騒音への影響について考察する。

おもな記号

D ; 羽根車直径(mm)

f ; 周波数(Hz)

L ; 軸動力(W)

L_p ; 音圧レベル(dB)

N ; 回転数(rpm)

P_s ; 静圧(Pa)

Q ; 流量(m^3/s)

R ; 羽根車半径(mm)

r ; 半径方向位置(mm)

U ; 周速度(m/s)

V_x ; 絶対速度の主流方向成分(m/s)

V_y ; 絶対速度の水平方向成分(m/s)

V_r ; 絶対速度の半径方向速度成分(m/s)

v_θ ; 絶対速度の周方向速度成分(m/s)

v' ; 絶対速度の速度変動(m/s)

x ; 主流方向距離(m)

y ; 水平方向距離(m)

z ; 垂直方向距離(m)

Z ; 羽根枚数

ϕ ; 流量係数

ϕ_s ; 静圧係数

λ ; 動力係数

η ; 効率

ρ ; 密度(kg/m^3)

ν ; ハブ比

2. 実験装置および測定方法

図1は羽根車の外観を示したものである。表1にはその主要寸法が整理されている。羽根車の寸法は、羽根枚数を除いて同じである。羽根車の直径 D は 613mm,



(a) P7



(b) P14



(c) P24

Fig. 1 Test impeller

Table 1 Main dimensions of impeller

| Impeller | P7 | P14 | P21 |
|----------------------------|-------|-----|-----|
| Number of Blades, Z | 7 | 14 | 21 |
| Chord (tip side), C (mm) | 122 | | |
| Diameter, D (mm) | 613 | | |
| Hub Tip Ratio, ν | 0.424 | | |
| Thickness, t (mm) | 3 | | |

ハブ比 ν は 0.424 である。以下の説明では、羽根枚数 7 枚、14 枚および 21 枚の羽根車によるファンを P7, P14 および P21 と呼ぶことにする。

図2には、ファン性能の試験装置の概略図が示されている。測定胴の断面は $1m \times 1m$ であり、その全長は約 3.5m である。羽根車の取り付け基準位置から 600mm 上流側の動圧がピトー管によって測定され、送風機の流量はその動圧によって決定されている。流量は測定

プロペラファンの翼端渦と空力騒音に関する研究（羽根枚数の影響）

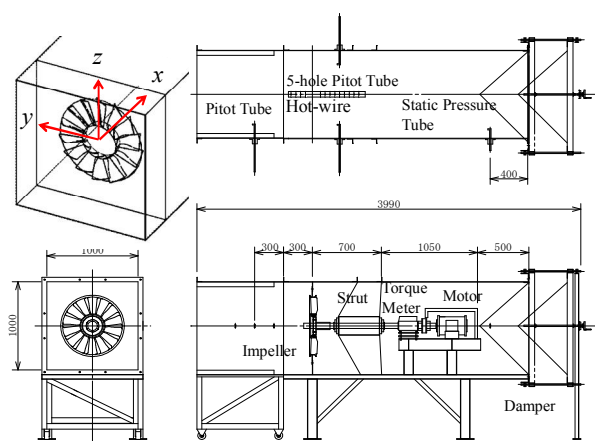


Fig. 2 Experimental apparatus of the propeller fan for measurement of the aerodynamic characteristics

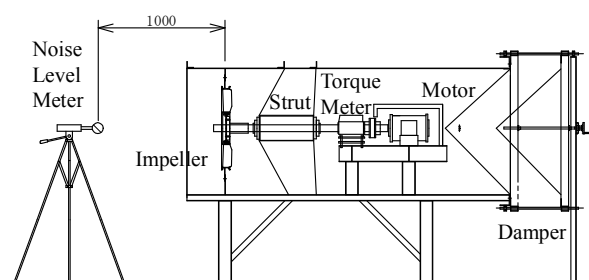


Fig. 3 Measurement method of the fan noise

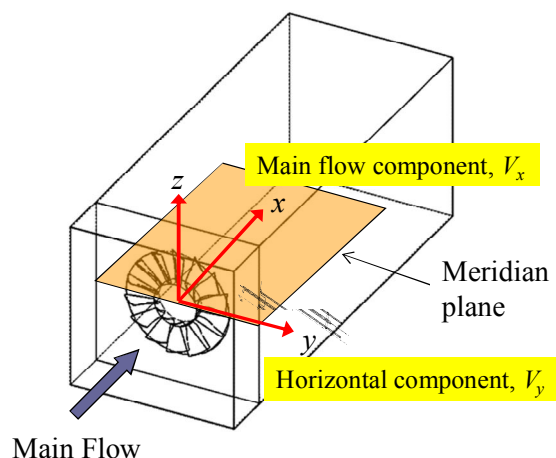
胴の出口側に設けられたダンパーによって調整される。送風機の静圧は測定胴の出口側から 400mm 上流側に設けられた静圧管によって測定される。電動機の軸動力がトルク計（小野測器, SS-500）によって計測され、送風機の効率を算出することができる。送風機の無次元特性は式(1)で定義される。

$$\phi = \frac{4Q}{\pi(1-v^2)D^2U}, \psi_s = \frac{2P_s}{\rho U^2} \quad (1)$$

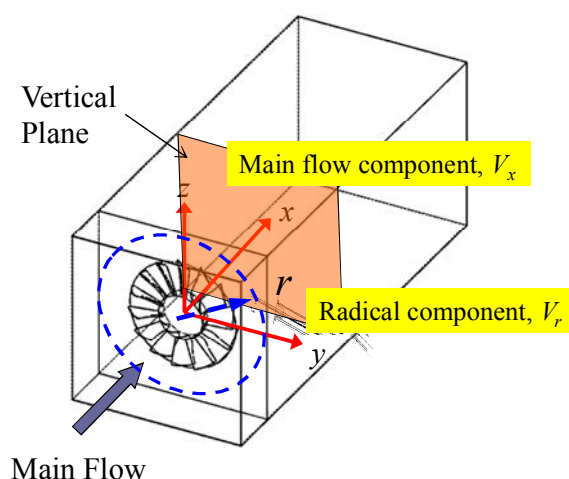
$$\lambda = \frac{8L}{\rho\pi(1-v^2)D^2U^3}, \eta = \frac{\phi\psi_s}{\lambda}$$

ここで、 ϕ は流量係数、 ψ_s は静圧係数、 λ は動力係数、 η は効率である。主軸の回転数は 1200rpm となるようにインバータで制御されている。

図 3 はファン騒音の測定方法を示したものである。ファン騒音は羽根車の回転軸上 1.0m 上流側の点で、精密騒音計（小野測器, LA4350）に取り付けられた 1/2 インチマイクロホンによって測定される。精密騒音計からの出力信号は FFT アナライザ（小野測器；CF5210）へ入力され、周波数分析された騒音スペクト



(a) Horizontal plane



(b) Vertical plane

Fig. 4 Measurement plane for the internal flow

ルが得られる。

図 4 には、流れの測定断面が示されている。ファンの内部流動は X 型プローブ（KANOMAX, 0249R-T5）によって測定される。図 4(a)の子午面では、主流方向成分 V_x と水平方向成分 V_y が測定される。図 4(b)の垂直面では、翼間流路の時間平均的な流れの構造を解析するために、主軸の回転に同期したトリガー信号を利用して、後流の時間変動信号の位相を固定させた。このとき X 形熱線プローブでは主流方向と半径方向の二つの速度成分 V_x および V_r が測定される。各測定位置における位相が固定された時間変動信号には 64 回の加算平均処理が与えられている。図 5 はトラバース装置による流れ場の測定面を示したものである。翼先端近傍の流れ場を詳細に解析するために、主流方向に 160mm、水平方向に 80mm の範囲を 5mm 間隔で合計

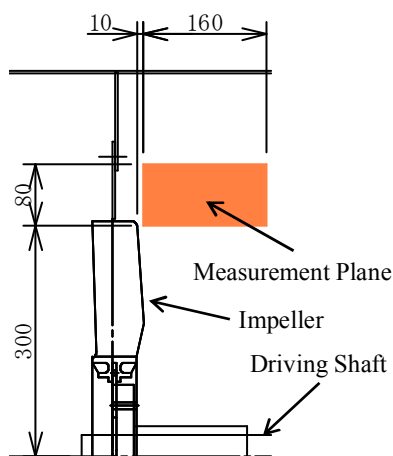


Fig. 5 Measurement plane for the internal flow at the flow field of blade tip side

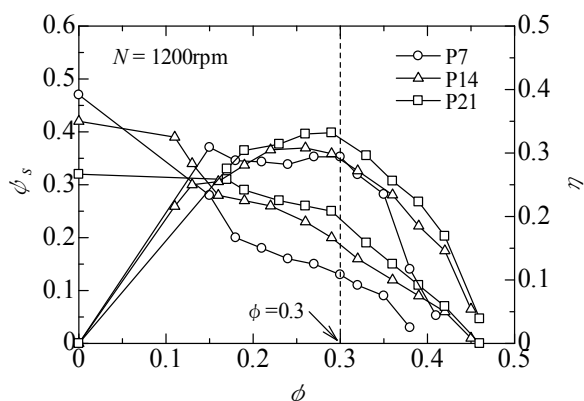


Fig. 6 Comparison of the aerodynamic characteristics by the difference of the number of blades

561点測定した。

3. 結果および考察

図6は三種類のファンの空力特性を比較したものである。ファンの特性を解析するための設計点には、最高効率点近傍の流量係数($\phi=0.3$)が採用されている。設計流量では、P7の静圧が三者の中では最も低く、P21の効率が最高になった。図7では、ファン騒音の音圧レベルの特性が比較されている。設計流量では、P7とP14の音圧レベルは約87dBであり、P21の音圧レベルはそれらよりも約2dB小さくなった。以下の考察では、特に、P14とP21に焦点を当てながら騒音の特徴を比較する。

図8は設計点におけるファン騒音の音圧レベルのスペクトル分布を比較したものである。P14とP21の翼

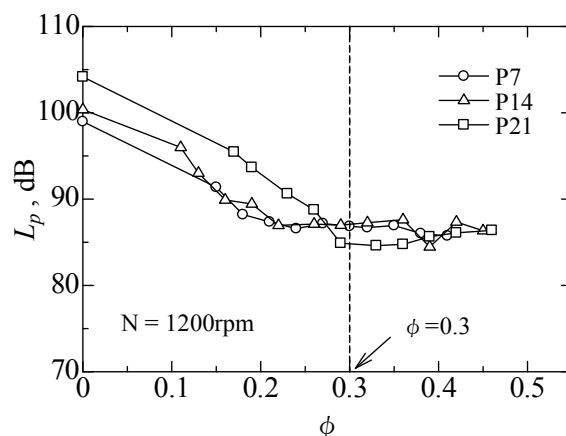


Fig. 7 Relation between the flow rate and the sound pressure level of the fan noise

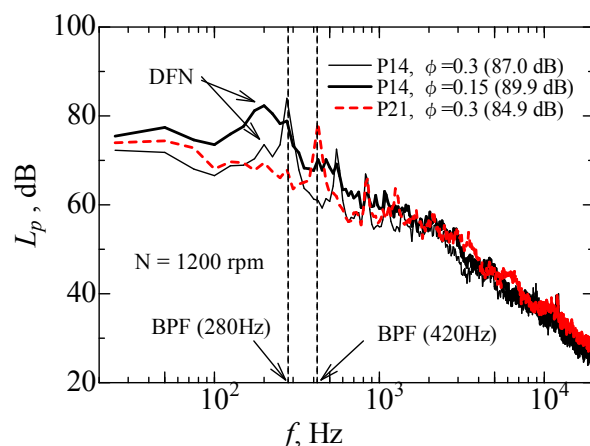


Fig. 8 Comparison of the spectral distribution of the fan noise in the different operation point

通過周波数はそれぞれ280Hzと420Hzである。設計流量では、いずれのファンとも翼通過周波数に同期した離散周波数騒音が発生している。本実験装置の構成では、羽根車の後方に干渉物がないことから、このBPF騒音は動翼回転騒音であると考えられる⁽⁶⁾。一方、200Hzに同期した周期性騒音は低流量の運転状態で大きくなり、その騒音レベルはBPF騒音よりも大きくなる。

図9は流量係数と周期性騒音の音圧レベルの関係を整理したものである。白抜き凡例が翼通過周波数に同期したBPF騒音であり、黒塗りが200Hzに同期した周期性騒音である。例えば、P14のBPF騒音の音圧レベルは200Hzに同期した周期性騒音よりも10dB以上大きく、設計流量におけるファン騒音の支配的因子はBPF騒音であることがわかる。一方、設計流量

プロペラファンの翼端渦と空力騒音に関する研究 (羽根枚数の影響)

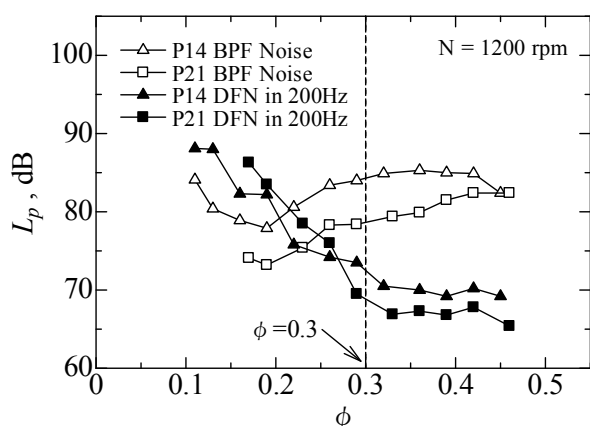
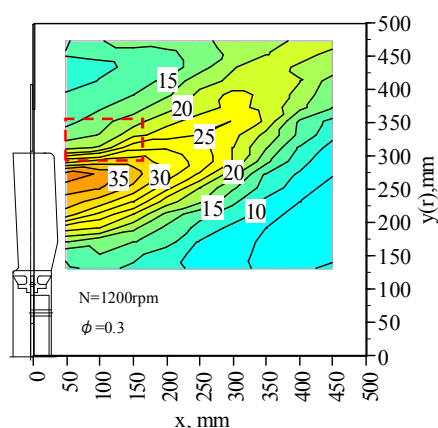
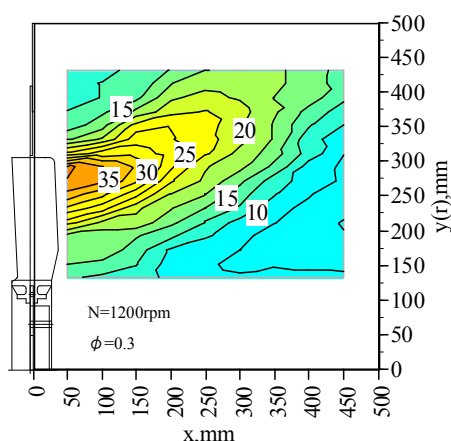


Fig. 9 Noise characteristics of the blade passing frequency noise and the periodical noise in 200 Hz



(a) P14



(b) P21

Fig. 10 Velocity distribution in the meridian plane

よりも低流量域では、BPF騒音が低下するのに対して、200Hzの周期性騒音は増加している。図7のファン騒音の特性を勘案すれば、低流量域におけるファン騒音

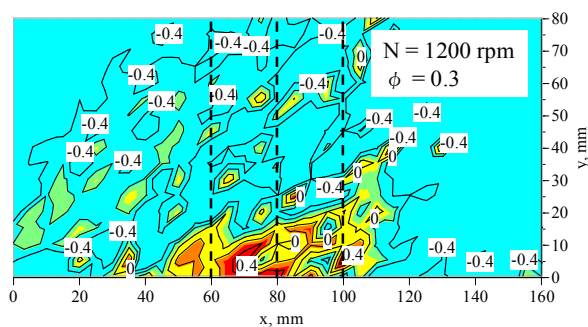


Fig. 11 Distribution of the velocity fluctuation on the tangential component of the absolute velocity in the blade tip side

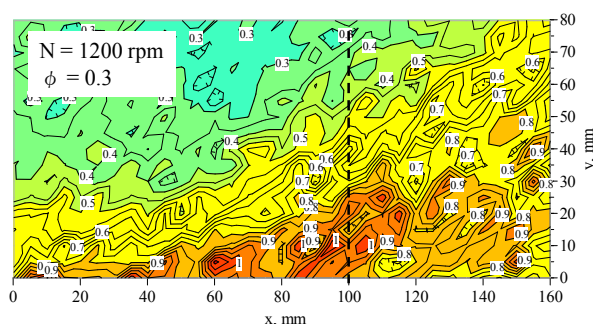


Fig. 12 Distribution of the velocity fluctuation of the absolute velocity in the 200 Hz

を決定する因子は 200Hz に同期した周期性騒音であると考えられる。

図10は子午面における軸方向速度の分布を示したものである。図10(a)がP14の速度分布であり、図10(b)がP21の分布である。いずれのファンともその速度分布は軸方向へ分布する高比速度型羽根車の流動様相となる。文献(5)を参考にすれば、その後流が高比速度型羽根車の流動様相となる場合、翼端渦と羽根車の円周上に配置される構造物との干渉による騒音は発生しにくいと考えられる。

図11には、P14の翼端近傍の流れ場(図9の破線の領域)における絶対速度の周方向成分の変動量の分布が示されている。その速度変動量は60mmから80mm下流の領域で強くなっている。半径方向へ広がる翼端渦がこの位置で強く巻き上がり、この渦流れは100mm下流側より拡散すると考えられる。図12は軸方向速度の200Hzにおける変動量の分布を示したものである。この速度変動量の分布も100mm下流の位置を境にして、その変動量が弱くなっている。以上の結果から、プロペラファンの近距離場後流における翼

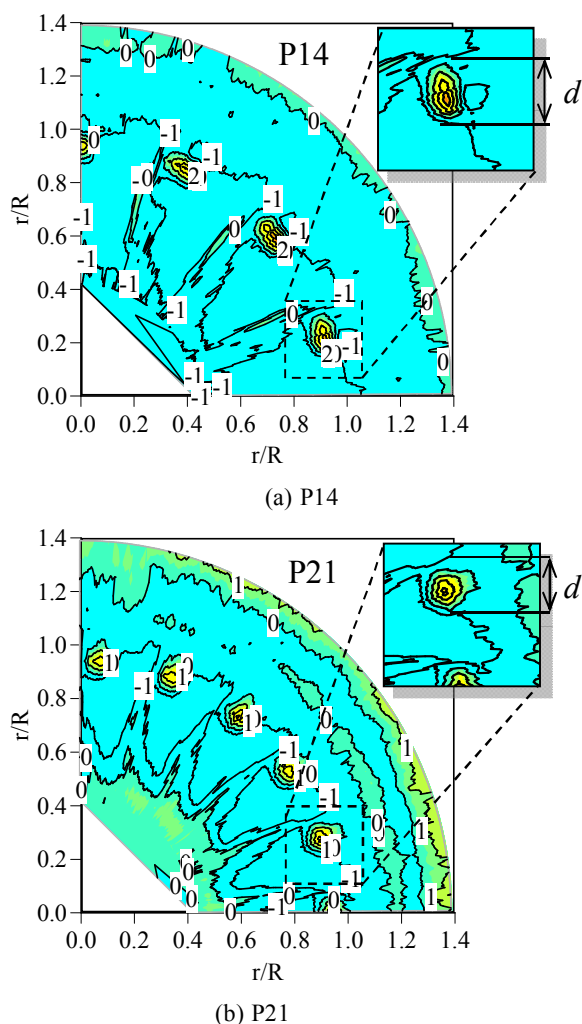


Fig. 13 Velocity distribution of the radial component in the vertical plane

端側には 200Hz の周波数で変動する構造的な渦流れが存在することがわかった。

図 13 は垂直断面における半径方向速度の分布を比較したものである。いずれも翼端渦が隣接翼の正圧面と干渉し、上向きの流れが生成されている。また、P21 の翼間ピッチが狭くなるために、P21 の翼端渦のスケールは P14 よりも小さくなる。この翼端渦のスケール

に応じて、P21 の設計流量における 200Hz 近傍の周期性騒音は P14 よりも小さくなったと考えられる。

4. おわりに

翼端渦が隣接翼に干渉することによって発生する騒音の周波数は羽根枚数によらず 200Hz になった。最高効率点近傍で羽根枚数 21 枚のプロペラファンから発生する翼端渦の発生周波数に同期した音圧レベルは、羽根枚数 14 枚のものよりも小さくなった。この翼端渦によって発生する周期性騒音は翼端渦のスケールに応じて小さくなることを明らかにした。

参考文献

- (1) 中島, 他 2 名, プロペラファン周りの流れ場と騒音の関係に関する実験的研究: 動作点による翼端流れ挙動の違いと騒音の関係について, 日本機械学会論文集(B), 76(767), 2010, pp. 32-37.
- (2) 深野徹, 川越和浩, 福原稔, 原義則, 木下敬治郎, プロペラファンの騒音低減化に関する実験的研究 (第 2 報, 騒音特性), 日本機械学会論文集(B), 56(531), 1990, pp. 3383-3388.
- (3) 張春晚, 緒方伸好, 古川雅人, 深野徹, 軸流ファンにおける翼端近傍の三次元流れ場と速度変動特性 (騒音発生に関連して), 日本機械学会論文集(B), 68(673), 2002, pp. 2460-2466.
- (4) 深野徹, 緒方伸好, 張春晚, 軸流ファンの翼端流れと隣接翼の干渉により発生する騒音, 日本機械学会論文集(B), 69(685), 2003, pp. 2010-2016.
- (5) 佐々木壮一, 鳥瀬一貴, 村上寛明, プロペラファンの翼端渦と空力騒音に関する研究 (軸方向相対位置の影響), 長崎大学大学院工学研究科研究報告, 43(81), 2013, pp. 1-6.
- (6) C. L. Morfey, H. K. Tanna, Sound Radiation from a Point Force in Circular Motion, Journal of Sound and Vibration, 15(3), 1971, pp. 325-351.