

エジェクタ効果による層流吸い込み部を形成した低騒音軸流ファンの開発

国立米子工業高等専門学校
機械工学科
教授

工学博士 大塚 茂
Shigeru Ohtsuka



Development of Low-Noised Axial-Flow Fan Motor with the Inlet Air Gap Forming at Peripheral Ring Surfaces by Using the Ejector Action Under Laminar Flow Condition

要 旨

近年、WS、PC に代表される情報関連機器は、CPU 処理能力の向上に伴い発熱量が増加し、さらに筐体の小型化や機器の高機能化により、電子部品等の発熱体の集約密度も増大している。このような背景のもと、機器に搭載される冷却用ファンにも小型で背圧下における高い送風性能をもったファンが要望されてきた。また一方で、これらの情報関連機器は、今やオフィスや一般家庭にも複数台普及し騒音の主発生要因のひとつとなっており、搭載されるファンの騒音低減に関しても非常に強い要望がある。

これら送風性能の向上と低騒音化という相反する課題に対して、この度、小型軸流ファンの外周に設けられた環状壁に空隙を設け、この空隙からエジェクタ効果により空気を吸い込むという手法を用い、ファン特性を大幅に向上させることに成功した。この新規設計技術により、従来の軸流ファンで問題となっていた翼端漏れ渦の発生や翼負圧側の境界層剥離による後縁伴流渦が大幅に軽減され、高背圧下における風量を最大で 30%程度増加させると共に、約 4dB-A の低騒音化も実現可能である。

1. 緒 言

近年、WS、PC に代表される情報関連機器は、CPU 処理能力の向上に伴い発熱量が増加し、さらに筐体の小型化や機器の高機能化により、電子部品等の発熱体の集約密度も増大している。このような背景のもと、機器に搭載される冷却用ファンにも小型で背圧下における高い送風性能を有するファンが要求されてきた。また、これらの情報関連機器は、今やオフィスや一般家庭にも複数台普及し騒音の主発

生要因のひとつとなっており、搭載されるファンの騒音低減に関しても非常に強い要望がある。

従来より、軸流ファンの高性能化および低騒音化に関しては、深野らを始めとして各種研究⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾が行われているが、これらは対象が 600mm 程度（レイノルズ数 10^6 程度）の比較的大型のファンであった。一方、情報関連機器に汎用で搭載されてきたボックス形の小型軸流ファンの高性能化および低騒音化については、釜谷ら⁽⁴⁾や伊藤ら⁽⁵⁾の研究結果が報告されている。これら報告は、サイズが 92mm～120mm 程度（レイノルズ数 10^4 程度）の小型軸流ファンを対象とし実験的研究を主とした事例であり、翼端の隙間形状や翼パターン・翼形などのファン形状の変化に特化したものであった。また、笹島ら⁽⁶⁾は、小型軸流ファンのケーシング形状（ベルマウスを構成する）の非軸対称性が、流入空気の方向や速度に偏差を生じさせ、これにより翼周りの渦構造が変化し、騒音を悪化させることなどを詳細な解析結果により報告している。

そこで本研究報告では、上記背圧下における小型軸流ファンの送風性能の向上と低騒音化という相反する課題を解決すべく、エジェクタ効果を活用した低騒音軸流ファンの開発を行った。以下にその開発結果を報告する（登録特許⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾参照のこと）。

2. 開発品および実験装置概説

この度、開発した小型軸流ファンの外形形状を図 1 に示す。本開発品は、外形寸法 92×92×25.4 mm の DC ブラシレス軸流ファンモータであり、ファン、モータ、軸受等の主要部品の大半を従来品と共用化し、ベルマウスを成す環状壁部が一体的に樹脂成形

されるケーシングのみを変更することで、標準化および低コスト化を図っている。

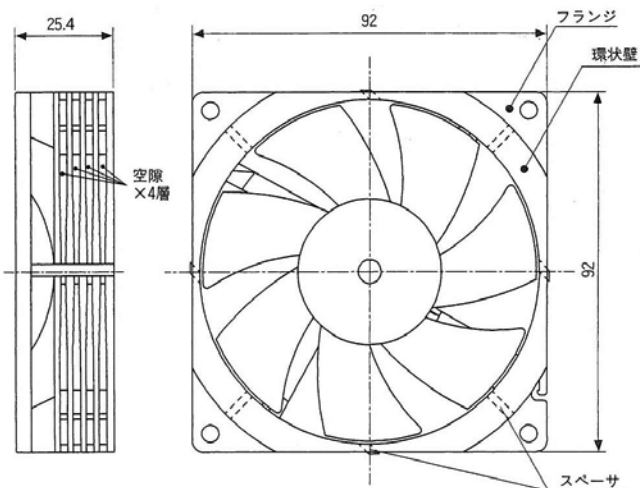


Fig.1 Outside view of developed low-noise fan motor

小型軸流ファンの送風性能としては、静圧—風量特性 (P-Q 特性) を JIS B8330、AMCA 210-74 に準拠した汎用的なダブルチャンバ方式の P-Q 特性測定装置にて測定した。流量は、ダブルチャンバ内のベンチュリノズル前後の圧力差から算出し、圧力は軸流ファン取り付け側チャンバ内の静圧を測定することで求めている。

また、騒音については、無響室内 (暗騒音 20dB-A 以下) にて、小型軸流ファンを ISO10302 に準拠したハーフサイズの騒音計測用プレナムに取り付け、各背圧条件下、ファン吸い込み口から 1m の位置でマイクロホンを用いて騒音計測し、A 特性補正を行っている。

3. 騒音分類と一般的な騒音低減技術

一般的によく知られているように、小型軸流ファンの騒音には図 2 に示されているような種類の騒音源がある。この中でファンやベルマウスなどに起因する騒音は、空力騒音と称し、その内訳は大別して離散周波数騒音と広帯域騒音 (別名乱流騒音とも言う) の 2 種類に区別される。

離散周波数騒音には、ファンの回転により誘起される圧力場がファンと共に回転することによって生ずる動翼回転騒音 (いわゆる Nz 音) と、静翼・支柱等の障害物が流れの上流あるいは下流側にあ

る場合に発生する干渉騒音があり、この二つの要因が支配的である。この二つの要因については、ファンと静翼・支柱といった構成が軸流ファンには必要不可欠である以上、基本的に発生回避は不可能である。従って、あとは対策として例えば弦節比を小さくするなど、いかに発生騒音のエネルギーレベルを小さくするか、あるいは騒音伝播の過程で減衰させるか、などといったファンや支柱の組合せ設計、あるいは使用される材料デザインに懸かっている。

次に広帯域騒音については、動翼の乱流境界層やその境界層が剥離した後の翼面上の圧力変動、また翼端における漏れ渦や翼後縁から放出される伴流渦等がその主要因として考えられる。これらはいずれも、直接的に動翼あるいはベルマウスから発生する渦音を要因とするため、ファン・ベルマウス等のデザインの工夫により渦発生を抑制することで低減も可能である。なお、具体的な騒音低減技術に関しては、前述の研究報告や大塚・藤中ら^{(10) (11)}の初期の研究報告を参照されたい。

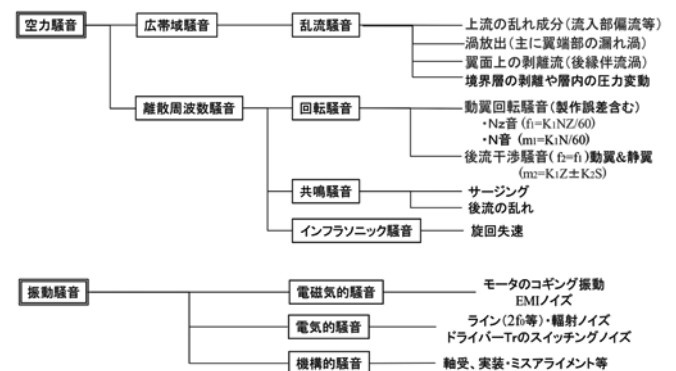


Fig.2 Classifications of fan-motor's noise

4. 開発品の構造的特徴

この度、開発した軸流ファンは、従来の小型軸流ファンモータとの形状的互換性を維持しながら、従来品では対応しきれなかった、送風抵抗の大きい高背圧下での特性を大幅に改善することに成功しており、送風抵抗の変動に対しても極めて優れた安定性を有している。以下に、開発品の構造的特徴を示す。

図 1 に示すように、開発品のケーシング形状は従来品とは異なり、環状壁部には外周からの空気の流入を可能にする空隙が、回転軸方向に 4 層設けられている。本環状壁の外周形状は、真円形状でも構成は可能で

はあるが、従来品との形状的互換性を維持するため図のように四辺を均等に削除した非軸対称形状を採用し、環状壁部に張出しの無いボックス形状を実現している。なお、環状壁の空隙部を支持するスペーサは、強度面を考慮し、環状壁の厚みが薄い四辺中央部と、四角コーナー部に計 8 箇所設けられている。さらに、四辺中央部のスペーサは環状壁外周部からわずかに外側へ張り出させることで、取付け用ネジを使用しないスナップイン方式の取付けにも対応できるように工夫されている。

5. 開発品の設計原理

以下、本開発品の設計原理とその空隙部の最適化について説明する。

5. 1 エジェクタ効果を利用する設計原理

図 3(a)は、従来ファン回転時における流れの状態を示している。軸流ファンモータには、図に示すように半径方向の翼端と環状壁との間に隙間があるため、正圧側から負圧側への流れが生じ、翼端負圧側に複雑な流れを伴う渦が生じる。この渦は、翼端漏れ渦と呼ばれ、特に背圧下における軸流ファンの送風性能や騒音特性にとって課題となる翼端近傍の渦発生、あるいは翼負圧面側の境界層剥離による後縁伴流渦の発生などに深く係わることが知られている。翼周りの渦発生や翼負圧面側の剥離現象は、流路内の送風抵抗によりファンにある程度の背圧が加わった状態で顕著に表れ、送風性能や効率を低下させると共に、渦発生や流れの剥離に伴う騒音も増加する。近年は、機器内の高密度実装に伴い筐体内の空気の送風抵抗が増加し、上述したような高背圧条件下での使用が頻繁になってきている。開発品はこの領域での特性の改善を目的とした改良が加えられている。

図 3(b)に、本開発品ファン回転時における流れの状態を示している。本開発品には、図 1 の外観図に示すように、環状壁の回転軸方向に 4 層の空隙が設けられ、主流のエジェクタ効果により生じた負圧が、空隙を通り外周から吸い込まれる空気流を促進し、翼端漏れ渦や翼の失速現象の原因ともなる翼負圧面の境界層剥離を抑制する。特に、広帯域騒音の主要因である翼端漏れ渦の発生が抑制され、同時に境界層剥離による翼の後縁伴流渦の発生も抑制できることから、空力騒音特

性および送風性能共に優位となる効果が期待できる。本設計原理と前記構成により、開発品は、翼周りの渦発生や翼の境界層剥離現象が抑制され、従来は効率が大きく低下していた高背圧条件下においても、送風性能と騒音特性を共に大幅に改善することに成功した。

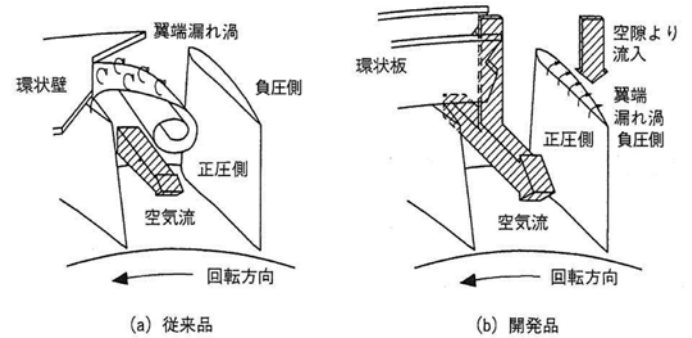


Fig.3 Principle illustration for ejector action of developed fan motor ((a) current type vs. (b) developed type)

5. 2 空隙の最適化検討

開発品は、背圧条件下においてもファンの性能を最大限に引き出すため、空隙部に対しては以下に示すような最適化検討を行っている。

5. 2. 1 空隙幅 w による吸い込み流れの層流化検討

図 4(a)、(b)は空隙内の空気の流速分布を示す概略図である。主流のエジェクタ効果により、空隙を通して外周から吸い込まれる空気流は、空隙幅 w の大きさによってその速度分布が図に示すように変化する。空隙幅 w を広くし過ぎると、図 4(b)に示すように空隙内の流速分布は乱流状態となり、その壁面近傍には乱流渦が発生する。この乱流渦が、環状壁内周に流入した際に、翼端漏れ渦の生成や境界層剥離を助長するため、ファンの空力性能を阻害し、場合によっては特性の悪化が懸念される。このため開発品は、空隙幅 w を吸い込み流れが図 4(a)に示す層流状態となること、および壁面摩擦による流入抵抗が十分小さいこと、の両者を念頭に置いて最適化検討がなされている。空隙内の流れが乱流渦を発生しない状態、つまり層流状態に制御する条件としては、式(1)で表される。

$$w \leq \frac{v \cdot Rec}{V} \quad \dots (1)$$

ここで、式中においては、 w : 空隙幅、 v : 吸い込み空気流速、 ν : 空気の動粘度、 Rec : 臨界レイノルズ数をそれぞれに表す。今回の開発品では、最適化検討の結果、空隙幅 w を最大で 2.0mm ($Rec=2000$ 程度にて算出) に設定し、特性の向上を図っている。

5. 2. 2 半径方向寸法 L に対する空隙からの吸い込み空気量の均等化検討

本開発品は、従来の軸流ファンとの形状的互換性を確保するため、環状壁の外周形状としては四辺を均等に削除した非軸対称形状を採用し、環状壁部の張出しの無いボックス形状を実現している。しかしながら、図 5 (a) に示すように、空隙幅 w を外周形状全てにおいて統一したままボックス形状にすると、環状壁の半径方向寸法 L が短い部分では、壁面摩擦による流入抵抗が他の部分より小さくなることで内外周の圧力差 Δp が減少する。一方逆に、その箇所における吸い込み空気量は大きくなり、結果的に内周側から見た吸い込み流量は周方向で変化し、不均一な流入状態(つまり偏流が存在)となるため空力・騒音特性的には好ましくない。そこで本開発品は、図 5 (b) に示すように、環状壁の半径方向寸法 L が短い部分では意図的に空隙幅 w を絞り込むことで吸い込み空気量を全周方向で均等化し、非軸対称形状の空力・騒音特性への影響を打ち消している。

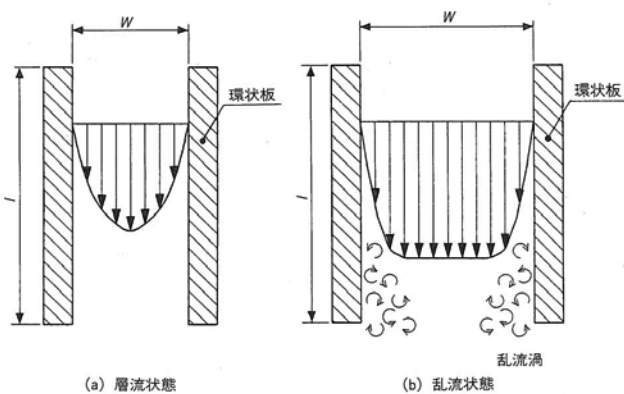


Fig.4 Illustration for velocity distributions in the inlet air gap ((a) laminar flow vs. (b) turbulent flow)

ここで、上記吸い込み空気量を等しくする条件として、空気の慣性力と体積力、空隙内入口・出口での空気流の乱れ等を見做すと、図 6 に示すようなポアズイユ流れによる空気の流速分布を仮定すれば、ナビエ・スト

ークスの方程式、およびニュートンの粘性方程式より式 (2) が導出される。

$$v = \frac{1}{2\eta} \cdot \left(-\frac{\Delta p}{L} \right) \cdot (y^2 - wy) \quad \dots (2)$$

これを空隙幅 w の長さで定積分すると、以下に示す式 (3) が導出される。

$$Q_w = \int_0^w v dy = \frac{w^3}{12\eta} \cdot \left(\frac{\Delta p}{L} \right) \quad \dots (3)$$

ここで、 v : 吸い込み空気流速、 Q_w : 吸い込み空気流量、 w : 空隙幅、 L : 環状壁の半径方向長さ、 η : 空気の粘性係数、 Δp : 内外周の圧力差を示す。従って、吸い込み空気流量 Q_w を一定にする条件式は、以下の式 (4) となる。

$$\frac{w^3}{L} = const. \quad \dots (4)$$

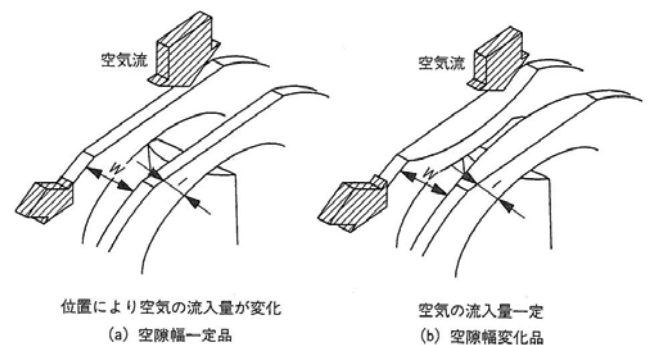


Fig.5 Schematic illustration of the flow transition with changing the inlet air gap w for radius length L ((a) constant w vs. (b) transformed with L)

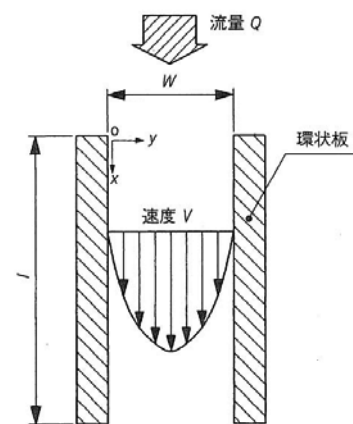


Fig.6 Illustration for velocity distribution in the inlet air gap with Poiseuille flow

図7は、この最適化式に則り、環状壁の半径方向長さ L に従い空隙幅 w を適正化したボックス形状ファンと、空隙幅 w が一定 (2.0mm) のボックスファンとの各種特性を比較した結果である。図より、最適化品と空隙幅一定の角型ファンとの特性を比較すると、風量で最大10%程度の増加(@静圧 2 mmH₂O)、騒音で約 2dB-A の低減(風量@0.4~1.25m³/min の広範囲にて)、さらにモータ効率を含むファンモータの全効率 η は、10%の向上(最高全効率が9.8%⇒ 10.8%)などの性能向上が見られた。また、環状壁の外周形状に丸型形状を採用した初期オリジナルモデルとの比較においても、最大風量付近の騒音が幾分高くなる以外の性能差は無く、背圧下の実使用領域におけるボックス形状化による特性悪化を、ほぼ改善することに成功している。

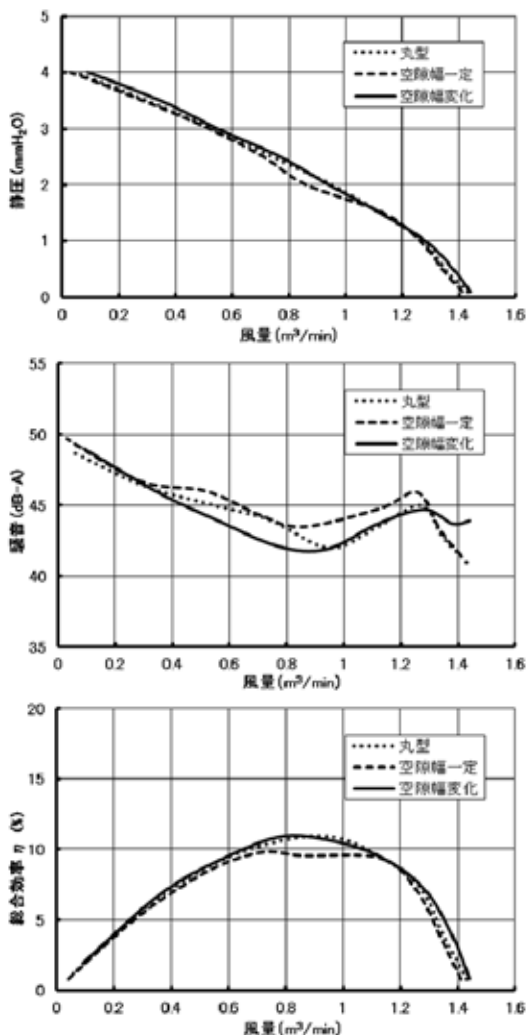


Fig.7 The flow rate vs. Static pressure, Noise level & Total efficiency (Compared with Circle type and Squared & Constant w type, Squared & Transformed with L type)

6. 開発品の送風性能および騒音特性

図8および表1に、前記最適化に対応させた開発品の送風性能と騒音特性を従来品と比較し表している。図および表に示す通り、本開発品は最大静圧と最大風量は従来品より若干低下するものの、近年、特に使用が増大している高背圧下における性能が高く、一般的な使用域である最大風量の30~70%においては約30%もの風量増加と、4 dB-A 程度の騒音低減を同時に実現する結果となった。また、DC モータ部の効率を含んだ軸流ファンモータの最高全効率 η は、従来品に比較して約10%向上し、特に高背圧下で使用した場合には従来品比で約18%の効率向上が確認されるに至った。

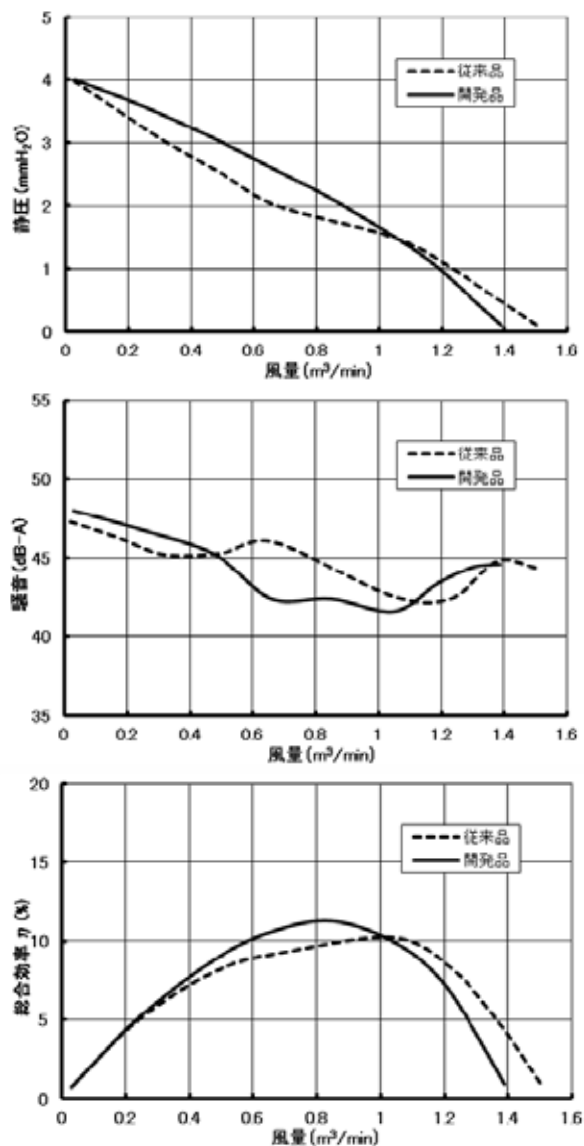


Fig.8 The flow rate vs. Static pressure, Noise level & Total efficiency (Compared with Current type and Developed type)

一方、現実的な置換え用途を想定した風量・静圧が規定された送風条件下で比較した場合には、開発品は従来品よりファン回転数の低減が可能のため、最高で6~7dB-A程度の騒音低減と、10%程度の消費電力低減を同時に実現する画期的効果が期待できる。その上、開発品は、従来品との形状的互換性を確保しており、従来品からの置換えにより、筐体セット側の部品を一切変更することなく、送風性能の向上や低騒音化、あるいは低消費電力化等の効果を得ることが可能となる。

Table 1 Comparison of Characteristics

	開発品	従来品	従来品比
風量 (at 2mmH ₂ O)	0.88 m ³ /min	0.67 m ³ /min	+30%
騒音 (at 0.7m ³ /min)	42dB-A	46dB-A	-4dB-A
最高効率 (含むモータ効率)	11.1%	10.1%	+10.0%
最大風量	1.40 m ³ /min	1.50 m ³ /min	-6.5%
最大静圧	4.00 mmH ₂ O	4.05mmH ₂ O	-1.2%

6. 結 言

以上のように、機器や筐体の小型化・高密度化に対応し、高背圧下における従来の軸流ファンの特性を大きく上回るDCブラシレス軸流ファンモータの開発を実施し、その送風性能や騒音特性の優位性が実験的に確認された。本開発品のDCブラシレス軸流ファンモータは、この度の外形寸法92×92×25.4 mmの製品開発を始めとし、従来品と同様な40×40×20 mm~120×120×38 mmの各ボックスサイズをラインナップし、ES (Eco Silent) ファンとしてシリーズ化され既に量産化されている。

以下、本開発品の特徴と性能向上結果を列記する。

- (1)高背圧下(送風抵抗大の場合)における風量を従来品比で最大30%増加。
- (2)高背圧下の騒音を従来品比で最大4dB-A低減。
- (3)高背圧下の全効率を従来品比で最大18%向上。
- (4)従来のファンモータとの置換え可能な角型形状を採用。さらに、環状壁に4層の空隙を設けた特殊な構造ながら従来品と同等の生産性を確保。

参考文献

1. Fukano, T., et al, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.51 No.466 (1985), pp.1825-1832
2. Fukano, T., Turbomachinery, Vol.13, No.12 (1985), pp.730-738
3. Fukano, T., et al, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.69 No.685 (2003), pp.2010-2016
4. Kamaya, S., et al, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.56 No.531 (1990), pp.3408-3412
5. Ito, T., et al, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.72 No.715 (2006), pp.670-677
6. Sasajima, T., et al, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.77 No.774 (2011), pp.255-263
7. Ohtsuka, S., United States Patent, Patent Number: 5707205(Date of Patent: Jan. 13, 1998)
8. Ohtsuka, S., and Fujinaka, H., United States Patent, Patent Number: 6132171(Date of Patent: Oct. 17, 2000)
9. Ohtsuka, S., and Fujinaka, H., Japan Patent, Patent Number: 3483447(Date of Patent: Oct. 17, 2003)
10. Ohtsuka, S., et al, National Technical Report, Vol.37, No.2 April 1991, pp.181-188
11. Fujinaka, H., et al, Matsushita Technical Journal, Vol.44, No.2 April 1998, pp.137-141