法政大学学術機関リポジトリ HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2025-07-04

IT機器冷却用ファンの静音化および音質向上

小比田, 武 / KOBITA, Takeshi

(発行年 / Year)
2005-03-24
(学位授与年月日 / Date of Granted)
2005-03-24
(学位名 / Degree Name)
修士(工学)
(学位授与機関 / Degree Grantor)
法政大学 (Hosei University)

平成 16 年度 修士論文

IT 機器冷却用ファンの音質向上に関する研究

指導教官 教授 長松 昭男

助教授 御法川 学

工学研究科機械工学専攻

03R1119 小比田 武

目次

1	緒論・・・	••••••1
	1.1 研究	究背景···········1
	1.2 研究	究目的······2
	1.3 使/	用記号表······3
2	ाम≐≏n⁄n+≄	s≐+
2		
	2.1	
	2.1.1	ノアンの騒音先生のしくみ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	2.1.2	ライトビルの音響埋論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	2.1.3	= ===================================
	2.1.4	ファンの騒音予測・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・11
	2.1.5	比騒音レベル・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・11
	2.1.6	比パワーレベル・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・12
	2.1.7	騒音スペクトル・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・12
	2.1.8	騒音相似側・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 13
	2.2 低緊	騒音化設計の考え方・・・・・・14
	2.3 音望	質の心理学的評価手法・・・・・・15
	2.3.1	SD 法・・・・・・・15
	2.3.2	一対比較法······16
	2.3.3	多次元尺度構成法
	2.3.4	マグニチュード評価法・・・・・17
	2.4 音望	質の評価量······
	2.4.1	ラウドネス・・・・・18
	2.4.2	シャープネス・・・・・18
	2.4.3	変動強度・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	2.4.4	調音性・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	2.4.5	ラフネス・・・・・20
	2.4.6	好ましさ・・・・・・21
	2.4.7	不偏アノイアンス・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・21
	2.4.8	明瞭度指数・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・21
	2.5 騒音	音特性の評価手法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	2.5.1	Tone to Noise Ratio 手法······23
	2.5.2	Prominence Ratio 手法······25
3	実験装置	置および実験方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・

	3.1 供試ファン・・・・・27
	3.1.1 羽根の基本設計······30
	3.1.2 羽根のモデリング······32
	3.1.3 羽根の試作······33
	3.2 性能特性試験 ····································
	3.2.1 風量計算 ····································
	3.3 有負荷騒音測定····································
	3.4 音質評価・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	3.4.1 官能試験・・・・・・41
	3.4.2 分散分析 ··································
	3.4.3 メトリクスとの相関解析・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・46
	3.4.4 Tone-to-noise ratio, Prominence ratioの計算・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	3.5 測定解析装置 · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
4	実験結果および考察・・・・・・55
	4.1 供試ファン・・・・・55
	4.2 性能特性 ··································
	4.2.1 同一電圧入力による性能特性・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・64
	4.2.1 同一回転数による性能特性·························64
	4.3 騒音特性 · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
	4.3.1 羽根枚数の影響·······70
	4.3.2 回転数の影響······75
	4.3.3 風量の影響······82
	4.4 音質評価・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
	4.4.1 官能試験······90
	4.4.2 分散分析 ··································
	4.4.3 メトリクスとの相関解析・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・104
	4.4.4 Tone-to-noise ratio, Prominence ratioの計算・・・・・・・・・・・・・・・・・106
5	結論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・
6	参考文献······
7	謝辞 ····· 112
	付録

ABSTRACT

Recently, cooling fans installed in information devices such as personal computers, printers and so on are increasing the amount of production. Most of them are the small axial flow fans. The place where is required the quiet environment such as office, living room and so on, the noise emitted from the small fan will be annoying even if its sound pressure level is not so big. Furthermore, the noise problem may be caused because the distance between the ear and the information devices will be so close.

Then, the present study is an attempt to improve sound quality of small fan used for information technology devices. Small axial fans having different number of impellers were designed and manufactured by rapid prototyping method. Noise from fan at partial flow rate was measured by using a plenum chamber which is quarter size of ISO 10302 and dummy head microphone. A paired comparison method was done for jury test and results were compared with sound quality metrics. It was found that degree of noisiness had positive correlation to loudness and annoyance, and negative to sharpness and articulation index.

1 緒論

1.1 研究背景

近年のIT(Information Technology)技術の急速な進化により、パーソナルコンピュー タ(以下、PC と略す)に代表される IT 機器が一般家庭に広く浸透することとなった。 ところで、PC を構成する CPU、ハードディスク、電源と言った重要部品は、内部素子 が発熱するとその機能が低下または停止し、ひいては素子が破損してしまうため、冷却 が必須となっている。部品の冷却方法としては、ヒートシンクなどを利用した自然対流 による放熱、ペルチェ素子やヒートパイプなどによる熱交換などが用いられているが、 最も一般的に用いられているのが冷却用ファンによる強制空冷である。デスクトップ型、 ノート型を問わず、PC の多くは共通サイズの構成部品を組立て実装して製造されるた め、1個のファンで PC 筐体の内部流れ全体を制御するようなことはせず、CPU、グラ フィックチップ、電源といった構成部品ごとに冷却ファンを有しているのが通常である。 したがって、1台の PC に複数個の冷却ファンが取り付けられていることが多い。特に、 ここ数年、CPU の処理速度向上に比例して発熱量が増大する傾向にある。また、PC 本 体の小型化とともにファンも小型化が進み、冷却性能を確保するためにより高速に回転 する仕様になってきている。

これらのIT機器冷却用として使用されている小型ファン(以下、スモールファンと略 す)は、そのほとんどが軸流ファンであり、羽根車外径が 120mm以下、吐出し静圧が 10mmAq以下、風量が 5m³/min.以下といったものがほとんどである。これらが発生する 音圧レベルは騒音公害を引き起こすほど大きくないが、音源が複数個あること、オフィ スや居間といった暗騒音が小さな静穏な環境下で使用されること、また音源が受音点 (耳の位置)に近いことなどから、耳障りな騒音として取り上げられる。以上のように、 スモールファンに対する静音化の要求は極めて強く、市場では低騒音を売り文句にして いる製品がほとんどである。

また、騒音の比較において、通常使われている音圧レベルの順位と、聴覚の感覚にお ける順位とが対応しない場合がある。この原因は、音質が異なるために、音圧レベルは 高くても耳障りで無い場合や、その逆の場合があるからである。このことから、人間の 存在による音場の変化を考慮や、人間の聴覚の非線形性などを考慮した心理的な音響パ ラメータを考慮しなければならない。

1.2 研究目的

上記を受け、本研究では、以下の項目を実施し、スモールファンから発生される騒音 の静音化、音質向上のための指針を得ることを目的とする。

- (1) 羽根枚数の異なるファンを設計・製作する。
- (2)供試ファンの性能特性を得るために、ダブルチャンバー法を用いて、静圧と風 量の関係を得ることを試みる。
- (3) 有負荷状態で、騒音測定を行い、定格電圧入力時の騒音特性を調べる。
- (4) 有負荷状態で、騒音測定を行い、一定回転数での各供試ファンの騒音特性を調 べる。
- (5) 音質向上するにあたって、スモールファンから発生される騒音について官能試 験を行い、嗜好性を調べる。
- (6) 音質向上するにあたって、スモールファンから発生される騒音について、音質 評価を行い、耳障り感と相関の強い音質評価パラメータを検討する。

<u>1.3</u>使用記号表

N	: 羽根車回転数	[rpm]
D	: 羽根車外径	[m]
Z	:羽根枚数	[枚]
g	:重力加速度	[m/s ²]
Re	: レイノルズ数	[-]
Q	: 風量	[m ³ /min]
D	:ノズル口径	[mø]
Р	: 大気圧	[mmHg]
ν	:空気の粘性係数	[m ² /s]
t	: 大気温度	[]
γ	:空気密度	$[kg/m^3]$
V	:ノズル出口速度	[m/sec]
ΔP	:ノズル差圧	[mmAq]
С	:流量係数	[-]
L _{SA}	: 比騒音レベル	[dB(A)]
LA	: 騒音レベル	[dB(A)]
Lt	: tone-to-noise ratio	[dB]

L.p.	: prominence ratio	[dB]
Ltot	:帯域以内の全パワー	[dB]
Wn	: 臨界帯域内部における離散周波数音とそれ以外のパワー	[dB]
Wtot	: 臨界帯域内の全パワー	[dB]
f :	周波数	[Hz]
f_0	:離散周波数音の周波数	[Hz]
f1,f2	:臨界帯域の上限、下限周波数	[Hz]

2. 理論的検討

2.1 ファン騒音の発生機構と騒音特性

ファンは電子機器用、自動車のラジエータ冷却用、ビルの空調用および一般産業用など 多方面に使われ、その出力は 0.1kW 未満から 3.7kW の範囲の小出力のものから数千 kW クラスのものまで出力範囲は広い。

小型のものはオフィスの室内音響の劣化を招き、大型のものは騒音公害を引き起こす 要因となっている。したがって、ファン騒音についての理解を深めておくことはきわめ て大切なことである。

2.1.1 ファンの騒音発生のしくみ

羽通過周波数(羽枚数 z ×回転数)およびその高調波で卓越したディスクリートな回転 騒音と、乱れなどによって誘起される広帯域の乱流騒音とに大別することができる。

このようにして、羽根車が1回転すると羽根枚数zの干渉音を発生する。したがって、 回転数nの時にはz×nの干渉音を発生する。これが回転騒音の発生のしくみである。 このことから、回転騒音の周波数f_aは、

 $f_r = z \cdot n$ (Hz)

となる。

回転騒音は高調波も伴うので、

 $f_r = mz \cdot n$ (Hz)

のように表すこともできる。

ここに、m=1,2,3...である。

次に乱流騒音は流れの乱れと流れ内部に存在する固体表面(たとえば、羽根、案内羽 根など)との干渉によって生ずるもので、本質的にはランダムな流体変動力から発生す るものである。その機構は

静翼や動翼表面上の乱流境界層から生ずる表面圧力場の変動

翼表面あるいはその後縁から発生する流れの渦の流出に伴う物体周りの循環の 変化による揚力変動

翼などの固体面上の流れの乱れによる揚力変動

などである。

回転騒音と乱流騒音とからなる。軸流ファンでは後地層翼型を考えると、動翼の後縁のウェイクと静翼の干渉によって回転騒音が発生し、その周波数は、

 $f_r = z \cdot n$ (Hz)

(2.1.3)

(2.1.1)

(2.1.2)

5

となる。また、高調波を伴うことから、

 $f_r = \mathbf{m} \cdot \mathbf{z} \cdot \mathbf{n}$ (Hz)

ここに、m=1,2,3...で表される。

乱流騒音については前述したことと同様である。

2.1.2 ライトヒルの音響理論

空気力学的に発生する音についての初期の研究のほとんどは振動数に関するもの であり、流れの他の常数と振動数との関係を明らかにしようとしたものであった。その 後、流体の流れ自身を解析し、発生音のパワーを求めようとする試みがライトヒルによ って進められ、変動するせん断運動の運動エネルギーと変動する疎密運動の音響エネル ギーとの間のその変換機構を明らかにした。

ライトヒルは流体の非定常性(圧力・流速の変動など)が空気力学的な音源となるこ とを示した。そして、このような乱れた領域から遠く離れた場所では、密度変動 $\rho'=\rho-\rho_0$ が音源として振る舞うはずであると考えた。この方程式は、質量保存則の(2.1.5)式、ナ ビエ・ストークスの運動方程式の(2.1.6)式と(2.1.5)式、(2.1.6)式から求まる(2.1.8)式から、 $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = Q$ (2.1.5)連続の式

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(p_{ij}) = F_i$$
(2.1.6) 運動方程式

$$p_{ij} = p\delta_{ij} + \tau_{ij}$$
 (2.1.7) 応力テンソル

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + c_0^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = F_i - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j + p_{ij} - c_0^2 \rho \delta_{ij})$$
(2.1.8)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(p_{ij}) = F_i - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) = F_i - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j) - \frac{\partial}{\partial x_j}(p_{ij}) = F_i - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j + p_{ij})$$

両辺に、 $c_0^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$ を加えてまとめると、
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + c_0^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = F_i - \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i v_j + p_{ij}) + c_0^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$$

$$= F_i - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_i v_j + p_{ij} + c_0^2 \rho \delta_{ij})$$

(2.1.5)式の両辺を時間で微分して変形すると、

(2.1.4)

$$\frac{\partial^2}{\partial t} + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial t} (\rho v_i) = \frac{\partial Q}{\partial t} \rightarrow \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial t} (\rho v_i) = \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2}$$
(2.1.9)

(2.1.8)式の両辺を*x_i*で微分すると、

$$\frac{\partial^2}{\partial x_i \partial t} (\rho v_i) + c_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial F_i}{\partial x_i} - \frac{\partial^2}{\partial x_i x_j} (\rho v_i v_j + p_{ij} + c_0^2 \rho \delta_{ij})$$
$$(\frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2}) + c_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial F_i}{\partial x_i} - \frac{\partial^2}{\partial x_i x_j} (\rho v_i v_j + p_{ij} + c_0^2 \rho \delta_{ij})$$

∇²(ラプラスの演算子)を用いて、すなわち流に対して発生した音が一様な媒質に等方的 に音速a₀で伝播されると想定すると、

$$-\frac{\partial^{2} \rho}{\partial t^{2}} + c_{0}^{2} \nabla^{2} \rho = \frac{\partial F_{i}}{\partial x_{i}} - \frac{\partial^{2}}{\partial x_{i} x_{j}} (\rho v_{i} v_{j} + p_{ij} + c_{0}^{2} \rho \delta_{ij}) - \frac{\partial Q}{\partial t}$$

$$\frac{\partial^{2} \rho}{\partial t^{2}} - c_{0}^{2} \nabla^{2} \rho = \frac{\partial F_{i}}{\partial x_{i}} - \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial^{2}}{\partial x_{i} x_{j}} (\rho v_{i} v_{j} + p_{ij} + c_{0}^{2} \rho \delta_{ij})$$
(2.1.10)

となる。

形としては、外力項を右辺に持つ波動方程式であり、右辺=0であれば、一様媒質中の音波の伝搬に等価であり、右辺≠0ならば、右辺が音源(発生)項に等価となり、流れの 式が音波の伝搬に等価である事がわかる。

音源項は空間座標における二回微分のため4重極の性質をもち、音源パワーが流速の 8 乗に比例することがわかる。また、左辺は2次の速度積の二重発散の形から、非圧縮 性流体であれば渦が速度の原因となり、音源は渦であるという過程ができる。

音源に対するその後の考察として、カールはキルヒホッフの解に基づいて、固体の効 果を考察し、固体表面上の音源モデルとして(2.1.11)式を示した。

$$\rho'(x,t) = \rho(x,t) - \rho_0 = \frac{1}{4\pi c_0^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \frac{T_{ij}(y,t-r/c_0)}{r} d^3 y$$

$$- \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial}{\partial x_i} \int_S \frac{P_i(y,t-r/c_0)}{r} dS(y)$$

$$r = |x-y|$$
(2.1.11)

ここで、 T_{ii} は音響テンソルで、

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + p_{ij} + c_0^2 \rho \delta_{ij}$$
(2.1.12)

 p_{ij} は(2.1.7)式によって与えられ、(2.1.7)式における τ_{ij} は、

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right)$$
(2.1.13)

で表され、添え字Sは境界面、dS(y)はその面積要素、P_iは垂直応力である。

また、 $P_i \equiv -l_j P_{ij}$ であり P_{ij} は流体要素における表面応力テンソル、 l_j は流体から境界 面へ向かって立てた単位法線ベクトルである。

(2.1.11)式において第1項は流速が音速比べて小さく($V \langle \langle C \rangle$ 、物体の寸法が問題となっている音の波長に比べて小さい($d \langle \langle \lambda \rangle$)と仮定すると、第2項だけが重要となる。第2項は見かけの音源、すなわち静止した物体の存在を表す。この仮定が成り立つ場合の音源のパワーは、流速の6乗に比例するとした。

ライトヒルの音響方程式の一般解は、次の(2.1.14)式で表される。

$$4\pi p(x,t) = \int \frac{\partial}{\partial t} Q dy + \int \frac{x_i - y_i}{c_0 r} \frac{\partial}{\partial t} F_i \frac{dy}{r} + \int \frac{(x_i - y_i)(x_j - y_j)}{c_0^2 r^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} T_{ij} \frac{dy}{r}$$
(2.1.14)
$$T_{ij} \approx \rho v_i v_j$$

第1項 (単極子音源: Monopole)

・非定常流における質量、熱の湧き出しが音源に等価、湧き出し速度の時間微分に比例。

- ・呼吸球 (音源湧点)に等価。
- ・半無限空間に接した振動版、パルスジェット、サイレン。
- ・音源パワーはマッハ数に比例、流速の4乗に比例((2.1.15)式)

$$p \propto \rho V^2 \qquad I \propto \rho L^2 \frac{V^4}{C_0} \tag{2.1.15}$$

第2項(双極子音源:Dipole)

- ・流体と物体が相互作用して生じる非定常力(物体力)が音源に等価、空間勾
 配に比例、固体表面を要する。
- ・逆位相の呼吸球を2個並べたもの(音響双極子)に等価。
- ・自由空間の振動板、境界層騒音(壁面境界層の変動圧力)。

・ほとんどの流体機械騒音。たとえば、軸流送風機のロータ、ステータの相互作用、遠 心送風機の羽根車とケーシング舌部の相互作用といった剛体が流れを規則的にせん断 するもの。

- ・電線のうなり。エッジトーン。
- ・格子と弁を通る流れ。
- ・音源パワーはマッハ数の3乗に比例し、流速の6乗に比例((2.1.16)式)。

$$p \propto \frac{\rho V^3}{C_0}$$
 $I \propto \rho L^2 \frac{V^6}{C_0^5}$ (2.1.16)

第3項(4重極音源: Quadrupole)》

・流れに障害物がないときの乱流の粘性応力が音源に等価、Tij はライトヒルの音響応

カテンソルと呼ばれ、第1項の Reynolds 応力が支配的。しかし、レイノルズ応力は静止流体中では微小であり、4 重極音源は無視できる。

・障害物からの反作用がないため、対称に生じる。

・音源双極子を2個対にした音源4重極子に等価。

・高速の亜音速の乱流ジェット(ジェットの高乱流混合層内のような、平均流と乱流の 勾配が大きいところ)。

・音源パワーはマッハ数の5乗に比例し、流速の8乗に比例(2.1.17)式。

$$p \propto \frac{\rho V^4}{C_0^2}$$
 $I \propto \rho L^2 \frac{V^8}{C_0^5}$ (2.1.17)

前述のように、遠心送風機の騒音は双極子音源特性をもち、流速の6乗に比例した音 源パワーを有する。また、一般の空気機械の騒音の速度依存性について、E.J.Richard は、 偏位騒音、圧力騒音、乱流騒音の3つに分類し、さらに、小西、板谷らが手を加えたも のを表 2.1.1 に示す。

場所	騒音の主原因	騒音の種類	速度との関係
噴出気流(噴出し気流と 静止大気の間の混合域)	激しいせん断応力によっ て生じる気流の乱れ運動	乱流騒音	V ⁸
激しい乱れ流れ	激しい乱れ運動	乱流騒音	V ⁸
	翼後流の激しい乱れ運動	乱流騒音	V ⁶
111/1/ファク 日本の111/1/ファク 日本の111/1/ファク 日本の111/1/ファクラン 日本の111/1/ロー 日本の111/1/ファクラン 日本の111/1/ファクラン 日本の111/1/ファクラン 日本の111/1/ロー 日本の111/1/ファクラン 日本の111/1/ファクラン 日本の111/1/ファクラン 日本の111/1/ファクラン 日本の111/1/ロー本の111/1/ロー本の111/1/ロー本の111/1/ロー本の111/1/ロー本の111/1/ロー本の111/1/ファクラン 日本の111/1/ロー本の1100000000000000000000000000000000000	乱流と翼との衝撃	圧力騒音	V ⁶
	翼面による圧縮作用	偏位騒音	V^4
遠心ファン	乱流と羽根との衝撃	圧力騒音	V ⁶
同案内羽根	羽根の圧力作用	偏位騒音	V^4
プロペラ 周洞	乱流と羽根との衝撃	圧力騒音	V ⁶
ノロハノ、風洞	羽根の圧力作用	偏位騒音	V^4
	乱流と羽根との衝撃	圧力騒音	V ⁶
ダクト出口のディフューザ	送風機の残留騒音	圧力騒音 偏位騒音	V ⁶ V ⁴

表 2.1.1 空気機械の騒音分類表

2.1.3 軸流ファンの騒音特性

軸流ファンの性能と騒音特性を図 2.1.1 に示す。この図は典型的なものといってよい。 圧力係数 ψ の右下がりの安定したところに最高効率点があり、安定した運転を可能にす る。

騒音レベル L_A および比騒音レベル L_{SA} の最小値は、最高効率点流量の近傍にある。 ψ の極大値がある φ 0.27より低流量側に移るに従って L_A は増加し、 ψ が極小値(圧力の谷)となる φ 0.175 で L_A 、 L_{SA} は最大値をもつ、そして、 φ < 0.175 では L_A 、 L_{SA} は増大する。図 2.1.2 は最高効率点風量での騒音スペクトルである。1 次の回転騒音の周波数が f_{th}

に生じ、その高周波f_{r2,}f_{r3,}f_{r4}…がディスクリート成分として表われている。FFT分析に よれば、これらはさらに明確に分離して表われることがわかる。

軸流ファンの回転騒音は遠心ファンに比べて、高次まで表われることが多い。これは、 軸流ファンの場合は軸対称の円筒型ケーシングのためと考えられる。



図 2.1.1 1/2 軸流ファンの特性





2.1.4 ファンの騒音予測

ファンの騒音予測は、送風設備を計画する場合や公害予測計算などに必要となる。一般には比騒音レベル・比パワーレベルの他、流量・圧力などの諸量から実験式や図表で 求めることができる。また、バンド音圧レベルは各機種の相対レベルを使用して求められる。

2.1.5 比騒音レベル

比騒音レベルは比騒音と称することもあり、流体機械のうちファンだけに使われてきた。これはファンの大きさ・流量・圧力・回転数などが異なっていても比較できる量である。ファンは工場試験でJISB8346 - 1985 によって、図 2.1.3 に示す位置で騒音レベルを測定することが規定されている。この位置での騒音レベルをL_A(dB(A))、その運転時の流量Q(m³/min)、全圧をP_T (mmAq {Pa})とすれば、比騒音レベルL_{SA}(dB(A))は次式で表される。

 $L_{SA} = L_{A} - 10 \log_{10} QP_{T}^{2} \qquad (dB(A)) \qquad (2.1.18)$ $L_{SC} = L_{C} - 10 \log_{10} QP_{T}^{2} \qquad (dB(C)) \qquad (2.1.19)$

ここで、Q流量(m³/min)(最高効率点)全圧を P_T (mmAq {Pa})、比騒音レベル L_{SA} (または L_{SC})は、機種によってほぼ固有の値をもち、最効率点での値は、表 4.1.2 のようになる。



図 2.1.3 ファンの騒音測定位置

批任力	比騒音レベル		
微俚石	L _{SA} (dB(A))	$L_{SC}(dB(C))$	
ターボファン	14 ~ 26 {-6 ~ 6}	15~27 {-5~7}	
翼型ファン	4~19 {-16~-1}	12~27 {-8~7}	
ラジアルファン	10~24 {-10~4}	16~28 {-4~8}	
多翼ファン	13 ~ 23 {-7 ~ 3}	23 ~ 31 {3 ~ 11}	
軸流ファン	21 ~ 38 {-1 ~ 8}	26~42 {6~22}	

表 2.1.1 各種ファンの比騒音レベル

2.1.6 比パワーレベル

ファンの場合には、次式が使われている。

 $L_{w} = L_{sw} + 10 \log_{10} Q P_{T}^{2}$

(2.1.20)

ここで、Lsw:比パワーレベル

2.1.7 騒音スペクトル

騒音対策には騒音レベルだけでは、不十分であり、騒音スペクトルが必要である。

騒音対策上は 1/1 オクターブの騒音スペクトルで十分であり、オーバーオール(全帯 域)レベルを基準として、各周波数成分の強弱割合を示すものが相対レベルであり、相 対レベル(正確には 1/1 オクターブバンド相対レベル)を縦軸にとった騒音スペクトル の例が、図 2.1.4 である。

図 2.1.4 は軸流ファンについての各メーカーの値をプロットしたものであり、ほとん ど上限線と下限線の間に入っている。オーバーオールレベルとして、ある点の騒音レベ ル(dB(C))をとれば、(2.1.21)式から、各種波数別の 1/1 オクタープバンドレベルが 求められる。

1/1 オクターブバンドレベル = (オーバーオールレベル) + (相対レベル) (2.1.21)

1/1 オクターブバンドレベルは、オーバーオールレベルと相村レベルの代数和として求めることができる。

図 2.1.4 は軸流ファンの騒音スペクトルである。500Hz にピークがあり、周波数が 500Hz から増えても減っても相村レベルは減少している。

以上の各機種の騒音スペクトルから上述の関係により、1/1 オクターブバンドレベル を求めることができる。



図 2.1.4 軸流ファンの騒音スペクトル

2.1.8 騒音相似則

前に述べたように、比パワーレベルLswは次式のように定義した。

 $L_{w} = L_{sw} + 10 \log_{10} QP_{T}^{2}$

他方、送風機の性能に関する相似則は次式のようになる。

 $Q \propto D^3 N, P_T \propto D^2 N^2 \rho, L \propto D^5 N^3 \rho$

ここで、Q:流量、P_T:全圧、L:軸動力、N:回転数、D:羽根車外径、

ρ:取扱気体の密度

これから諸式を組み合わせてファンの騒音相似則を導くことができる。誘導されたパ ワーレベルの相似則の一部を(2.1.22)式~(2.1.25)式に示す。これらの式が適用できるの は2台の送風機(式中の添字1および2で示す)が幾何学的に相似であり、しかも各送 風機の運転点が等価な状態である場合に限られる。

$$L_{w2} = L_{w1} - 13.3\log_{10}\frac{D_2}{D_1} + 16.6\log_{10}\frac{L_2}{L_1} + 3.3\log_{10}\frac{-2}{L_1}$$
(2.1.22)

$$L_{w2} = L_{w1} - 80\log_{10}\frac{D_2}{D_1} + 50\log_{10}\frac{Q_2}{Q_1} + 20\log_{10}\frac{-2}{1}$$
(2.1.23)

$$L_{w2} = L_{w1} - 20\log_{10}\frac{D_2}{D_1} + 20\log_{10}\frac{P_{T2}}{P_{T1}} + 5\log_{10}\frac{2}{1}$$
(2.1.24)

$$L_{w2} = L_{w1} - 70\log_{10}\frac{D_2}{D_1} + 50\log_{10}\frac{N_2}{N_1} + 20\log_{10}\frac{-2}{1}$$
(2.1.25)

騒音レベルの関係を求める場合には(2.1.22)式~(2.1.25)式のL_Wの代わりに、騒音レベ ルL_Aで置き換えればよい。なお、ファンの場合は低圧のため、 $\rho_1 = \rho_2$ とみなされるから、 密度の項は無視してよい。

2.2 低騒音化設計の考え方

一般に軸流ファンの騒音は、翼通過周波数(翼枚数×回転数)およびその高調波にデ ィスクリート(不連続な)成分を有する回転騒音と、ランダムな圧力変動による連続的 な広帯域騒音とからなる。したがって、オーバーオール(全帯域)の騒音は以上2種類 の騒音の合成である。

無静翼型軸流ファンの場合には、回転騒音は翼枚数が少なく、したがって翼通過周波 数が低いため(大型になると回転数も小さくなり、ますますその傾向が強くなる) A 特性の聴感補正を施したバンド音圧レベルは小さく、オーバーオール値に対す寄与度は 小さい。したがって、ランダムな圧力変動による連続的な広帯域騒音の騒音低減が検討 対象となる。

広帯域騒音は翼に働く力が非定常的に変動することに起因するものであり、Sharland は次の3種類に分類した。

翼に流入する流れの乱れ成分による揚力変動によるもの。 翼面に乱流境界層が発達し、それに伴う圧力変動によるもの。 翼後緑から放出される後流渦による揚力変動によるもの。

以上のことから騒音を低減する方法として、

(a) 羽根車周速を小さくする

(b) 翼に働く力の乱流的な変動を低減させる

の2項目が検討事項となる。

2.3 音質の心理学的評価手法

人間にとって、音が「快適」であるか、「不快」であるかといったような判断は、あ くまでも人間の主観的な判断であり、計測器等で測定したデータから予測するというよ うなことはかなり困難である。したがって、人間の音に対する受け止め方を知るために、 今まで心理学の分野で用いられてきた心理学的測定法を用いて、音に対する感性の定量 的な分析を行い、その分析値とこれを決める音の物理量との関係を求めて音質の定量な 評価をするといった試みが、自動車車内音の評価をはじめ様々な分野で応用されつつあ る。こうした心理学的測定法のうち、代表的な手法を以下に示す。

2.3.1 SD法

SD 法は、C.E.Osgood らの研究を背景とし、対象の情緒的意味(内包的意味)を測定 する方法として出発した。種々の研究の結果、対象の持つ感じを、形容詞を用いて評価 することの有意性は、多くの実験によって確認された。この SD 法は、会社や商品のイ メージの測定法としてマスコミ的に有名であるが、その他、言語の意味や、色彩、音響、 味、匂いなど種々の対象感情の測定に用いられている。この手法は、未知の次元の意味 空間を仮定したうえで、対象、たとえば色なら色を表現すると思われる形容詞的尺度を 多用した意味の空間の原点を通る直線関数である両極の(明るい-暗い、美しい-汚い というように意味の互いに反対になった)形容詞対により構成される。尺度の段階とし て、通常7段階を用いるが、段階数が奇数であれば、5段階でも9段階でもよい。そし て、この各尺度についての評価点から尺度相互の相関係数を求める。ところが、これら の尺度の中には互いに相関の非常に高いものがある。例えば、R.Stagner と C.E.Osgood の研究では、fair-unfair、high-Low、kind-cruel、valuable-worthless、Christian-antiChristian、 honest-dishの間には、r=0.90以上の相関が見出されている。このような、いわば同じ内 容を持った尺度をいくら多数用いても、意味空間の定義にプラスすることは少ない。す なわち、意味空間に必要十分な尺度でもっとも能率的に定義するためには、互いに直行 する (無相関の)次元を用いる必要がある。この直行次元を見出す数学的手法が因子分 析である。因子分析は、多数の相関係数で示される関係を少ない共通因子で説明すると ともに、その際の残差誤差(共通因子で説明されない部分)を最小にしようとする方法 である。この因子分析によって抽出された因子は互いに独立であるので、この因子を次 元と考えれば、感覚空間の次元数を決定づけることができる。この SD 法は、被験者に とって大変理解しやすい手続きであること、いったん次元を決定すると、その後の実験 はこの次元を代表する少数の尺度のみ用いればよいわけで、能率的であることなどの 種々の実用的な特徴を持っている。

<u>2.3.2 一対比較法</u>

ー対比較法では、異なる2つの刺激を対にして提示し、刺激の強さの大小関係を判定 させ、これをすべての組み合わせについて行うことにより、各刺激の強さを推定する方 法である。この方法は、刺激の全組み合わせについて比較判定を行うので、微妙な差に ついての尺度化ができる。また、音色に関する応用研究の多くが音色のよさを目指して いるので、音色のよさの尺度化が可能なのも本方法の利点である。音色の場合は音色を 支配する物理量が複雑あるいは未知の場合があって、まず主々の音源を音色のよさに従 って尺度化し、次にそれを支配する要因を探るというアプローチが取られることが多い。 一対比較法の場合、評定者に求められるのは2つの刺激の相対評価だけであるので、個 人個人の判断の違いによるばらつきは少ないと考えられる。しかし、この方法も文字通 り、刺激を対にして提示する必要性があるので、刺激数が多い場合は組み合わせ数が多 くなって実験の実施が困難となる。さらに、1度に1尺度についての評価しかできない ため、多尺度の実験には向かない。

さて、一対比較法では、一対比較判断の結果から、種々の情報を得るべく、色々な 分析法がある。大きく分ければ、比較判断の結果を評点で示すか、順位で示すかによっ て二分される。評点による方法が、シェッフェの一対比較法であり、順位による方法と して、ブラッドレーの方法やサーストンの方法もある。サーストンの方法は主として尺 度構成を行うためのものであり、この方法を適用するためには少なくとも 50 人以上の 被験者が必要となるので、実験の実施にあたっては、大きな障害となる。この点、シェ ッフェの一対比較法は少ない被験者で評点を求めることができるので、実用上便利な方 法である。

2.3.3 多次元尺度構成法(MDS: Multidimensional scaling)

音には大きさや高さの属性があり、色には色相、明度、飽和度などの属性がある。従 来の心理測定・官能試験では、これらの属性を分離して独立に取り扱ってきた。しかし、 MDS では表現語を用いず、対象間の相対的類似性(相違)という単に1つの指標を何 らかの方法によって被験者に評定させ、この指標に含まれている情報から得られたすべ ての組の評価音間の類似性をもっとうまく説明できる評価音の空間モデルを求め、心理 学的空間の次元数を決定し、この空間の中に対象を位置づけようというのである。MDS の特徴は、評定者が判断するのは2つの評価音の類似度のみであるので、判定そのもの は単純であり、感覚的に行える。したがって、この手法は、見方を指定せずに評定者の 注目点を抽出する場合に適している。ただし、データの収集法としては、基本的に総当 りによる比較を行うことが必要であり、評定音の数が増えると実行が不可能となるのが 欠点である。

<u>2.3.4 マグニチュード評価法(ME法: Magnitude Estimation)</u>

ME 法は、S.S.Stevens が提案した方法で、直接比率尺度を構成する方法である。ME 法の原型となる手続きは、標準刺激と比較刺激の感覚比を判断する方法で、例えば、標 準刺激を"10"とするとき、比較刺激が 2 倍に感じれば"20"、半分に感じれば"5"と判断 させ、直接比率判断を求めていた。しかし、この方法には、標準刺激に割り当てる数字 によって、ある被験者には判断が容易でも他の被験者には必ずしも容易ではない。大き い標準刺激に100 のように大きい数を用いると判断が難しくなる、と言ったように、標 準刺激にいかなる数を用いるべきかという問題が生じた。そのため、最近では、標準刺 激を用いないで、絶対判断を求める手続きが利用されるようになった。この方法は被験 者に、単にその刺激の大きさ(印象)に対応する数字(正の数)を自由に割り当てるこ とを求めているだけであり、2 倍、3 倍などの比率判断を求めていない点が異なる。こ の被験者に自由に数を選ばせる方法は、R.P.Hellman&J.J.Zwislocki によって"Absolute magnitude estimation"として早くから用いられてきたもので、比較的容易に被験者に判断 方法を理解させることができる。また、ME 法は刺激の物理量を系統的にコントロール する必要がないので、一対比較法と同様、まず刺激をある属性について尺度化しておい て、その後でその属性を支配する要因を探ることも可能である。

2.4 音質の評価量(音質評価パラメータ)

人間の聴覚は、音響分析器として非常に優れた汎用性を併せ持っていて、現状でもそれを完全に模倣する機器を作ることはできていない。また、物理的な分析手法を用いても音響センサーとしての聴覚機能を述べることも難しい。しかしながら、最近では心理音響学や両耳信号処理などを取り入れることによって、聴覚を特徴付けるパラメータを 抽出できるようになっている。

その内容は、バイノーラルヘッドを用いたバイノーラル録音のステレオ信号を周波数 分析した後、そこからラウドネス、シャープネス、変動強度、調音性、ラフネスといっ た音質評価パラメータを算出する。

2.4.1 **ラウドネス**(Loudness)

ラウドネスは、人間が感じる音の大きさを表す量で、単位は[sone]である。計算方法 としては、臨界帯域とマスキングを考慮した ISO532B のツビッカー(E.Zwicker)の方 法により計算する。また、ラウドネス N からラウドネスレベル L への変換は、ISO R131 に記述された以下の(2.4.1)(2.4.2)式を用いる。

$$L = 10 \log_{10} N + 40 \quad [dB]$$
(2.4.1)
$$N = 2^{(L-40)/10} \quad [\text{sone}]$$
(2.4.2)

2.4.2 <u>シャープネス (Sharpness</u>)

シャープネスは「耳障り感」と相関が強いといわれている評価量で、単位は[acum]。 ラウドネス密度 N'(z)を重み付け関数 g(z)と臨界帯域 z で広域に重み付けをして積分し た値を、ラウドネス N で規格化することにより求められる。すなわち、(2.4.3)式とな る。

$$S = C \frac{\int_0^{2^4} N'(z) \cdot g(z) \cdot z \cdot dz}{N} \quad \text{[acum]}$$

ここで、重み付け関数 g(z)は、次の (2.4.4) 式で与えられる。

$$g(z) = \begin{cases} 1 & (z \le 16) \\ e^{0.173(z - 16)} & (z > 16) \end{cases}$$
(2.4.4)

また、係数 C は中心周波数 1kHz で帯域幅 160Hz 以下、音圧レベル 60dB の帯域雑音の時、シャープネスが 1acum になるように決定される。

2.4.3 変動強度 (Fluctuation Strength)

音が 20Hz 以下の周波数で振幅変調されていると、大きさが時間的に変化している知 覚が生ずる。これを定量化したのが変動強度で、単位は[vacil]を用いる。聴感実験によ ると、変動強度は振幅変調の周波数が 4Hz の時に最大になる。

変動強度を用いるために、最初にラウドネスの時系列に対して遮断周波数 20Hz のロ ーパスフィルタを通過させたデータを算出する。このデータをもとに振幅変調周波数 f₀を求め、さらにラウドネス密度の最大値 N'_{max} と N'_{min} から、変動強度 F を以下の (2.4.5)式から求める。

$$F = C \frac{\int_{0}^{24} \log(\frac{N'_{maz}}{N'_{min}}) dz}{\frac{4}{f_0} + \frac{f_0}{4}} \quad \text{[vacil]}$$
(2.4.5)

ここで、係数 C は周波数 1kHz の純音を周波数 4Hz、変調度 1 で振幅変調した音圧レベル 60dB の音に対して、変調強度が 1 になるように定める。

<u>2.4.4 調音性(Tonality)</u>

調音性は、音にどの程度純音成分が含まれているかを評価する量で、単位は[tu]。広 帯域騒音の調音性はほんのわずかであるが、狭帯域ノイズ、複合音、純音の順で増加す る。

計算の手順は、Terhardtの方法に従った。初めに、全体のスペクトルから全ての純音 と狭帯域の成分を抽出し、その後に全体のスペクトルからこれらの成分を取り除く。こ れにより、雑音成分だけからなるスペクトルが得られ、元のラウドネスと雑音成分のみ ラウドネスから調音性を算出する。実際の計算手順は以下のようになる。

FFT(Fast Fourier Transform)等で求めた狭帯域スペクトルのi番目の音圧レベルを L_i とし、ローカルピークを

$$L_i - L_{i-1} < L_i > L_i - L_{i+1}$$
(2.4.6)

として検出する。ローカルピークが $L_i - L_{i+1} \ge 7dB$ j = -3, -2, +2, +3

(2.4.7)

を満たすならば、これら7成分を純音成分とする。また、検出された L_i の総数n、 L_i の周波数 f_i (kHz)、それに対応した臨界帯域 z_i (Bark)、および帯域幅 z_i (Bark)も求める。

検出された全ての純音成分を元のスペクトルから取り除く。これにより、雑音成分だ けによるスペクトルが得られる。

雑音成分だけによるスペクトルから雑音成分のラウドネス密度 N'_{GR} およびラウドネ

ス*N_{GR}*を求める。

(2.4.7)式で求めた全ての*L_i*について、

$$L_i = L_i - (i i i c 対応する臨界帯域におけるN'_{GR})$$
 (2.4.8)
を求める。

L_i ≥ 0 である成分についてのみ、次の値を計算する。

$$W_T = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} [w_1(z_i) \cdot w_2(f_i) \cdot w_3(L_i)]^2}$$
(2.4.9)

$$w_1(z_i) = \left(\frac{0.13}{z_i + 0.13}\right)^{\frac{1}{0.29}}$$
(2.4.10)

$$w_2(f_i) = \frac{1}{\sqrt{1 + 0.2 \cdot \left(\frac{f_i}{0.7} + \frac{0.7}{f_i}\right)^2}}$$
(2.4.11)

$$w_3(L_i) = 1 - \exp\left[-\frac{L_i}{15}\right]$$
 (2.4.12)

元の信号のラウドネス N と雑音成分のラウドネス N_{GR} から

$$w_{GR} = 1 - \frac{N_{GR}}{N}$$
(2.4.13)

を計算する。そうして、調音性 *K* を(2.4.14)式により算出する。 $K = C \cdot w_t^{0.29} \cdot w_{GR}^{0.79}$ [tu]

(2.4.14)

ここで、係数 C は周波数 1kHz、音圧レベル 60dB の純音に対して調和性が 1 になる ように定める。

2.4.5 ラフネス (Roughness)

振幅変調または周波数変調の変調周波数が20Hzを超えると、変動強度とは異なる感 覚が生じる。この場合、耳では周期を捉えることができなくなるが、音の大きさが時間 的に変動していることを知覚し、音を"粗い"と感じる。この感覚は変調周波数70Hz 付 近でもっとも高くなる。ラフネスはこの粗さの感覚を表し、単位は[asper]である。以下 に、ラフネスの計算手順を示す。

隣り合う臨界帯域間の相互相関係数を、臨界帯域フィルタを通した時間信号より求める。各臨界帯域フィルタを通した信号を帯域幅 20~300Hz で AM 検波し、i 番目の臨界帯域の実効値 h_i として、全ての臨界帯域について求める。元の信号の実効値 h_0 を求めて、(2.4.15)式より各臨界帯域の実効変調指数 $m_1 \sim m_{24}$ を求める。

$$m_i = \frac{h_i}{h_0} \tag{2.4.15}$$

臨界帯域ごとのラフネス密度 r'(z_i)を(2.4.16)式により求める。

$$r'(z_i) = C \cdot (m_i \cdot g_R(z_i))^2$$
 [asper/Bark] (2.4.16)
ここで、 $g_R(z_i)$ は重み関数である。

以上から、ラフネス*R*を(2.4.17)式から求める。

$$R = C \cdot \sum_{i=1}^{24} r'(z_i) \frac{\rho_{(i-1),i} + \rho_{i,(i+1)}}{2} \cdot z_i \quad [asper]$$
(2.4.17)

ここで、係数 C は、周波数 1kHz の純音を、周波数 4Hz、変調度 1 で振幅変調した、 音圧レベル 60dB の音に対して、ラフネスが 1 になるように定める。

2.4.6 好ましさ (Sensory Pleasantness)

これまで述べてきた各評価量を組み合わせた量で、単位はない。好ましさWは、ラウドネスN、シャープネスS、調音性K、ラフネスRから(2.4.18)式で算出される。

$$W = e^{-(0.023N)^2} \cdot e^{-0.113S} \cdot (1.24 - e^{-2.2K}) \cdot e^{-0.55R}$$
(2.4.18)

<u>2.4.7 不偏アノイアンス (Unbiased Annoyance)</u>

不偏アノイアンス*UBA*は"うるささ"と相関があると言われており、シャープネスS、変動強度F、10%時間率ラウドネス N_{u} から(2.4.19)式で算出される。単位は[au]である。

$$UBA = d \cdot N_{10}^{1.3} \cdot \left[1 + 0.25 \cdot (S-1) \cdot \log(N_{10} + 10) + \left(0.3 \cdot F \cdot \frac{1+N_{10}}{0.3+N_{10}} \right) \right] \quad [au]$$
(2.4.19)

ここで、

$$d = \begin{cases} 1 & (7:00 \sim 22:00) \\ 1 + \sqrt{\frac{N_{10}}{5}} & (22:00 \sim 7:00) \end{cases}$$
(2.4.20)

2.4.8 明瞭度指数(Articulation Index)

音声伝達系の特性と外乱騒音の特性を知って、明瞭度を求める計算方法で、無意味音 節を伝送したとき、受聴者が正しく受聴した割合。単位は[%]である。

2.5 騒音特性の評価手法。

discrete tone とは、周波数分析した際、スペクトル上に鋭いピークを生ずる騒音成分をいう。この場合の discrete とは、周波数軸上で不連続または分離したものを意味し、離散周波数音と訳される。

離散周波数音によるピークが、ピーク近辺のそれ以外の周波数成分に対し、ある程度以 上に大きい場合、聴感上の不快感が増すと一般に言われている。

このピークの鋭さの程度を物理測定に基づいて定量化するには、tone-to-noise ratio および、prominence ratioの2種類のパラメータが用いられ、それらがある閾値を越えた場合、 prominent discrete tone と呼ばれる。

これらのパラメータは、情報技術装置の騒音聴感上の良否を質的側面から判断するため に使われている。

これの tone-to-noise ratio および prominence ratio の2種類の音質評価法により、音質評価を行う。

<u>2.5.1 音質評価TNR (Tone to Noise Ratio)</u>

FFT アナライザでの周波数分析結果から、tone-to-noise ratio Δ Lt を算出する。 tone-to-noise ratioとは、Zwickerの臨界帯域内部における離散周波数音のパワーとそれ以 外のパワー(noise power、 W_n)に対する比の常用対数をとり、10倍して、デシベル 表示したものである。

まず、分析対象の離散周波数音の周波数、 f_0 を中心とする臨界帯域幅、 Δf_c を次の式から求める。図 2.5.1 には、TNR手法により音質評価を行う際の臨界帯域幅 Δf_c 、ピーク付近の領域 Δf_t を取った例を示す。



図 2.5.1 TNR による分析例

$$f_{\rm C} = 25.0 + 75.0 \times [1.0 + 1.4 \times (f_0/1000)^2]^{0.69}$$
(2.5.1)

$$L_{T} = 10 \log_{10}\left(\frac{W_{t}}{W_{n}}\right)$$
(2.5.2)

臨界帯域の下限及び上限周波数 f_1, f_2 は、次の2つの式で関係付けられる。

$$f_0 = \sqrt{f_1 f_2}$$
(2.5.3)

$$f_2 - f_1 = f_c$$
 (2.5.4)
式(2.5.3)より

$$f_1 = \frac{f_0^2}{f_2}$$
(2.5.5)

(2.5.6)

式(2.5.4)より $f_2 = f_c + f_1$

式(2.5.5)、式(2.5.6)より

$$f_2 = \frac{f_C \pm \sqrt{f_C^2 + 4f_0^2}}{2}$$
(2.5.7)

となる。

式(2.5.2)でのW_nは

 $W_n = (W_{tot} - W_t) - \frac{f_c}{f_{tot} - f_t}$

と表され、Wtはトーン成分のパワーであり、 W_n は、トーン成分以外のパワー、 W_{tot} は 帯域内の全パワーである。

したがって、これらの式により、tone-to-noise ratio ΔL_t を算出することができる。

ここで、ΔL_tが6dB以上となった場合、その音を顕著な離散周波数音としている。

 $\mathrm{L}_T \geq 6.0 (dB)$

2.5.2 音質評価PR (Prominence Ratio)

tone-to-noise ratio において、臨界帯域幅の中に別の顕著なピークがあった場合や、ピーク近傍のレベルが臨界帯域幅より大きい(noise pedestal)場合または小さい(noise valley)場合に、過小評価または、過大評価してしまうことがある。この問題を解決するために、PR 手法が開発された。

図 2.5.2 には prominence ratio の評価方法の図をしめす。



図 2.5.2 PR による分析例

prominence ratio、 ΔL_P とは、離散周波数音の周波数を中心とする臨界帯域に含まれる信号パワー(W_M)と、この臨界帯域に隣接する下側および上側のパワー(それぞれ、 W_L およびWU)の平均との比の常用対数をとり、10倍して、デシベル表示したものである。

$$\begin{cases} f_{2,L} = f_{1,M} \\ f_{1,L} = \frac{f_{1,L}^{2}}{f_{2,M}} \\ f_{1,U} = f_{2,M} \end{cases}$$
$$L_{p} = 10 \log_{10}(\frac{W_{M}}{(W_{L} + W_{U})/2})$$
$$f_{2,U} = \frac{f_{1,U}^{2}}{f_{1,M}}$$

prominence ratioでは、 ΔL_P が7dB以上となった場合、その音を顕著な離散周波数音としている。

$$L_p \geq 7.0(dB)$$

3. 実験装置および実験方法

<u>3.1 供試ファン</u>

本実験で使用した供試ファンは、コンピュータなどの IT 機器冷却用に用いられてい る、小型軸流ファンである。羽根車外径 D=90mm 程度の市販の小型軸流ファンをベー スに、羽根車部分のみを交換できる構造になっている。まず基本設計を用い、羽根の断 面形状は翼型を採用した。続いて3次元 CAD (Solidworks)によりモデリングを行い、 前進角や翼先端の丸みを与えた。試作は Rapid prototyping (光造形)により行った。供 試ファンは発生音の音質を変えるため、羽根枚数 Z を 3~7枚と変化させた。また、比 較対象として、オリエンタルモーター社製の羽根枚数 5 枚、同一寸法のスモールファン を用いた。

供試ファンの外観を図 3.1.1 から図 3.1.3 に示し、図 3.1.4 に供試ファンの概略を示す。 図 3.1.4 の右は、吐き出し側である。



Tested fan (Z=5) reference (Z=5) 図 3.1.1 ファンの外観(吸い込み側)



Tested fan (Z=5) reference (Z=5) 図 3.1.2 ファンの外観(吐き出し側)



図 3.1.3 ファンの外観(横)



図 3.1.4 実験に使用したファンの概略

供試ファンは全部で6種類であり、羽根車直径が86mm、羽根枚数は3枚~7枚、定 格回転数は約2800rpmから3300rpmである。羽根の取り付け角や、静圧、風量などの 違いはあるが、ファンの形状は、同一形状である。羽根形状は回転方向に対して、前進 しており、羽根断面形状は翼型の形状をしている。 表3.1.1 に供試ファンの主要諸元を示す。

Type	羽根枚数	定格回転速度	定格電圧
Турс	Z	(rpm)	(V)
А	3	3280	
В	4	3160	
С	5	3030	12
D	6	2940	12
Ш	7	2880	
F	5	3200	

表 3.1.1 供試ファンの諸元

供試ファンの内部構造を図 3.1.5 に示す。軸受けはボールベアリングであり、モータ は直流電源により駆動する、プラシレスモータである。



図 3.1.5 供試ファンの構造

<u>3.1.1 羽根の基本設計</u>

供試ファンの基本設計(羽根断面形状の決定)は、翼理論から JavaFoil という翼型解 析プログラムにより行った。翼型は NACA4409 を採用し、断面形状は図 3.1.6 に示す JavaFoil による解析により決定する。本実験では、61 点のプロットで羽根断面形状を作 成し、羽根にねじりを加えるため、ファン内径から外径までを5分割した。外径比によ り軸方向の周速度成分が変わるため、5分割したそれぞれの点で図 3.1.7 に示すように、 抗力係数から迎角を選定し、取り付け角を決めた。







図 3.1.7 羽根取り付け角の選定
<u>3.1.2 羽根のモデリング</u>

基本設計を行った羽根を3次元にモデリングするために、3DCAD(SolidWorks)を 用いた。

使用するファンケースの概観を図 3.1.8 に、寸法を図 3.1.9 に示す。このファンケース に合うようにハブを製作し、ハブから外径方向に羽根断面形状を 3 D モデリングした。 図 3.1.10 に SolidWorks で作成した 3 D モデルを示す。



図 3.1.8 ファンケース概観



図 3.1.9 ファンケース寸法



TypeC (Z=5)



TypeA (Z=3) TypeE (Z=7) 図 3.1.10 SolidWorks による 3 D モデル

3.1.3 羽根の試作

3DCAD データを元に変換した造形データに基づいて、約0.1mm 程度のピッチの厚さ にて光硬化性樹脂を積層硬化させ、3DCAD でデザインされた実物モデルを作製する。 Rapid prototyping (光造形)は、レーザー光線により重合硬化する光硬化性樹脂の特性 を利用して作られる。

作られた実物モデルの表面を、目の細かい紙やすりで十分に研磨し、ファンケースに 固定することにより、供試ファンが完成する。

<u>3.2 性能特性試験</u>

ファンの性能と騒音の関係を得るためにダブルチャンバー法を用いた。製作した試験 装置を図 3.2.1 に示し、その概略図を図 3.2.2 に示す。



図 3.2.1 ダブルチャンバー試験装置



図 3.2.2 ダブルチャンバー詳細

図 3.2.2 の試験装置では、左右のボックスに分かれており、図の左側に供試ファンを 取り付ける。ファンは押し込み方向にセットする。左右の部屋は小さいノズルの開いた 板で仕切られており、供試ファンから送られた空気は、左の部屋、ノズル、右の部屋の 順に通って行き、最後に補助プロアから外に排出されるという流れである。

この時の左の部屋の静圧と、両部屋の圧力差をマノメータで測ることにより、供試フ ァンの静圧と風量の関係を得ることができる。

左の部屋の静圧は補助ブロアとブロアに取り付けたダンパによって調節する。 この時の左の部屋の静圧と、左右の部屋の差圧の関係から風量を算出するには、次の式 (3.2.1)を用いた。

3.2.1 風量計算

風量の計算は式(3.2.1)から求めることが出来る。	
$= (0.133 + 0.0009 \cdot t) \cdot 10^{-4}$	(3.2.1)
$= 1.293 \cdot \frac{273}{273 + t} \cdot \frac{P}{760}$	(3.2.2)

$$C = 0.9986 - \left(\frac{6.688}{\sqrt{\text{Re}}}\right) + \left(\frac{131.5}{\text{Re}}\right)$$
(3.2.3)

$$V = C \cdot \sqrt{\frac{2g}{2g}} \cdot P \tag{3.2.4}$$

$$\operatorname{Re} = \frac{V \cdot D}{(3.2.5)}$$

$$Q = 60 \cdot C \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \sqrt{\frac{2g}{2g}} \cdot P$$
(3.2.6)

式 (3.2.1) から式 (3.2.5) を式 (3.2.6) に代入することにより、風量を求めること ができる。

- 式(3.2.1)から式(3.2.6)における、各記号については、
- Q;風量(m³/min)
- D;ノズル口径(m)
- P;大気圧(mmHg)
- g;重力加速度9.81(m/sec)
 - ;空気の粘性係数(m²/s)
- t;大気温度()
 - ;空気密度(kg/m³)
- Re;レイノルズ数
- V; ノズル出口速度(m/sec)
- P;ノズル差圧(mmAq)
- C;流量係数

但し、空気の膨張による補正は無視する。

これらの式から、供試ファンの静圧と風量の関係を得ることができる。

3.3 有負荷騒音測定

一般の換気・空調用軸流ファン(吐出し静圧 750pa 程度まで)については、有負荷に おける騒音計測の方法が、ISO10302 によって定められている。これによれば、ファン にかかる負荷を設定できる音響的には透過な箱(以下、プレナムチャンバーと称す。) の大きさを有するため、供試ファンの吐出し静圧では、正確な負荷設定が困難である。

そこで、ISO の規格の 1/4 サイズ(0.25m×0.3m×0.3m)で製作し、取り付けた供試 ファンを定格電圧で運転させ、供試ファンに負荷がかかった状態での、静圧と音圧レベ ルの関係を得ることを試みた。装置の外観寸法を図 3.3.1 に示す。それぞれの骨組みの 間はラップで密閉されており、内部の圧力を保つことができるようになっている。骨組 みは木材を使用した。内部の圧力を測れるように、静圧孔を持った均圧パイプ(銅製) を装着した。正面のファン取り付け板は、振動減衰の大きな素材でできており、容易に 供試ファンが交換できる構造となっている。装置の写真を図 3.3.2 に示す。

吐出し静圧は、背面のスライダーをスライドさせることによって調整する。装置背面の写真を図 3.3.3 に示す。

なお、ISO10302 では、パワーレベルを計測することになっているが、ここでは、代 表点における音圧レベルを計測した。録音風景を図 3.3.4 に、その概観図を図 3.3.5 に示 す。



図 3.3.1 プレナムチャンバー実験装置



図 3.3.2 プレナムチャンバー試験装置の前面



図 3.3.3 プレナムチャンバー試験装置の背面



図 3.3.4 有負荷騒音録音風景



図 3.3.5 録音風景概観図

3.4 音質評価

音質評価は、有負荷騒音測定により録音された各ファンから発生される騒音を wave ファイルに変換し、パソコン上で加工して音圧レベルを一定にし、サンプル音を作成す る。今回の実験では、Sound Engine というソフトを使用し、音を加工した。サンプル音 を被験者に聞かせ、官能試験を行い、その結果について分散分析を行った。また、サン プル音を解析し、メトリクス(音質評価パラメータ)との相関解析を行った。メトリク スは、01dB というソフトを用いて算出した。

3.4.1 官能試験

一口に音質評価といっても色々な手法があり、その一つに、官能評価があるが、官能評価は対象によってばらつきがあり、それを扱い一般性を持たせるのには、非常に困難である。人の感性は十人十色であり、ある人がいい音と感じる音であっても、他の人からすると、耳障りな音に感じることもある。しかし、その中でも、確実に耳障りであると感じるものが存在する。自動車のエンジン音などは、良い音というものも存在するが、ファンの場合は、純音であろうが、そうでなかろうが、耳障りなものとして扱っても問題はない。

官能試験は、先に述べたように様々な試験方法があるが、評価音の個々の刺激の強さ を定量化するのに有効である一対比較法を採用した。比較対象である音は、比較順序や残 存効果が無視できないので、一対比較法の中でも、を考慮したシェッフェの一対比較法を 変形した浦の変法を用いた。官能試験に用いた試験用紙とバランスシートを図 3.4.1、 図 3.4.2 に示す。判断は、次の評点(5 段階)によった。

サンプル音を $A_1, A_2, ..., A_t$ とすると、

- A_i が A_i に比べてかなりよいとき + 2 点
- *A_i*が*A_i*に比べて少しよいとき + 1 点
- *A*, が*A*, と同じ程度のとき ±0点
- *A*, が*A*, に比べて少し悪いとき 1 点
- *A*, が*A*, に比べてかなり悪いとき 2 点

スモールファンから発生される騒音の官能試験

<u>はじめにお読みください</u>

ご協力ありがとうございます。本テストは、各種の「騒音」を実際に聞いていた だき、「耳障り感」を評価するものです。 基準音、比較音の2種類の音を聞き、基準音に対して比較音がどの程度耳障 りかを評価してください。 評価は5段階です。所定の用紙の該当する欄にチェックしてください。 どうしてもわからないときは、「わからない」欄にチェックしてください。その場合 でもなるべく評価してください。 テストは10パターンを1ケースとし、3ケースです。 所用時間は約30分です。 リラックスして、直感で答えてください。

それでは始めます。ヘッドフォンを着用し、マウスをクリックしてください。

図 3.4.1 官能試験用紙



図 3.4.2 バランスシート

3.4.2 分散分析

分散分析の考え方はシェッフェの方法の変形した浦の変法を用いた。

試料を $A_1, A_2, ..., A_l$ 、検査員を $O_1, O_2, ..., O_N$ とする。検査員 O_l が、順序ある対 (A_i, A_j) に 与えた評点を x_{ijl} で表し、 x_{ijl} に(3.4.1)式の構造を与える。 $x_{ijl} = (\alpha_i - \alpha_j) + (\alpha_{il} - \alpha_{jl}) + \gamma_{ij} + (\delta + \delta_l) + \varepsilon_{ijl}$ (3.4.1) ここで α_i :試料 A_i の平均的効果を示す。 $\sum_i \alpha_i = 0$ (3.4.2) とする。 α_{il} :試料 A_i に対して検査員lがもっている嗜好度の個人差、つまり、検査員lの嗜好度とパネルの平均嗜好度との差を意味する。 したがって、検査員lは試料 A_i に対して $\alpha_i + \alpha_{il}$ の嗜好度を持つ。

$$\sum_{i=1}^{t} \alpha_{il} = 0, \sum_{l=1}^{N} \alpha_{il} = 0$$
(3.4.3)

とする。

 γ_{ii} :組合せの効果を示す。

$$\sum_{j} \gamma_{ij} = 0, \gamma_{ij} = -\gamma_{ji}$$
(3.4.4)

とする。

```
δ:平均の順序効果
```

 δ :順序効果の個人差であって

$$\sum_{l} \delta_{l} = 0 \tag{3.4.5}$$

とする。

 ε_{iil} :誤差、統計的独立で、順序のある対(i, j)に対し同じ平均をもち

$$V(\varepsilon_{ijl}) = \sigma^2 \tag{3.4.6}$$

ー対比較法で試験した結果を統計処理する。その際の方法について述べる。 比較の結果を点数で表す。そしてその点数に適当な構造を仮定して分析を行う。 そしてこれらの推定値は、次式によって与えられる。

平均嗜好度:
$$\hat{\alpha}_i = \frac{1}{2tN} (x_{i..} - x_{j..})$$
 (3.4.7)

嗜好度の個人差:
$$\hat{\alpha}_{il} = \frac{1}{2t} (x_{i,l} - x_{,il}) - \hat{i}$$
 (3.4.8)

組合せ効果:
$$\hat{\gamma}_{il} = \frac{1}{2N} (x_{ij.} - x_{ji.}) - (\hat{i} - \hat{j})$$
 (3.4.9)

平均の順序効果:
$$\delta = \frac{1}{t(t-1)N} x_{...}$$
 (3.4.10)

順序効果の個人差:
$$\delta_l = \frac{1}{t(t-1)} x_{..l} - \delta$$
 (3.4.11)

主効果:
$$S_{\alpha} = \frac{1}{2tN} \sum_{i} (x_{i..} - x_{.i.})^2$$
 (3.4.12)

主効果×個人:
$$S_{\alpha(B)} = \frac{1}{2N} \sum_{i} \sum_{l} (x_{i,l} - x_{i,l})^2 - S_{\alpha}$$
 (3.4.13)

組合せ効果:
$$S_{\gamma} = \frac{1}{2N} \sum_{i} \sum_{j < i} (x_{ij} - x_{ji})^2 - S_{\alpha}$$
 (3.4.14)

順序効果:
$$S_{\delta} = \frac{1}{Nt(t-1)} x_{...}^{2}$$
 (3.4.15)

順序×個人:
$$S_{\delta(B)} = \frac{1}{t(t-1)} \sum x_{...}^{2} - S_{\delta}$$
 (3.4.16)

総平方和:
$$S_T = \sum \sum x_{ijl}^2$$
 (3.4.18)

これらの平方和に対する自由度を示す。

主効果: $S_{\alpha} = t - 1$	(3.4.19)
主効果×個人: $S_{\alpha(B)} = (t-1)(N-1)$	(3.4.20)
組み合わせ効果: $S_{\gamma} = 1/2(t-1)(t-2)$	(3.4.21)
順序効果: $S_{\sigma} = 1$	(3.4.22)
順序効果×個人: $S_{\sigma(B)} = N - 1$	(3.4.23)
誤差: $S = t^2 N - t^2 / 2 - 2tN + 3 / 2t - 1$	(3.4.24)
総平方和: $S = t(t-1)N$	(3.4.25)

分散分析の結果、主効果が有意になったならば、次にどの $\alpha_i \ge \alpha_j$ 間に有意差があるかを 確かめる。そのためには、まず次のヤードスティック Y_{ϕ} を計算する。

$$Y_{\phi} = q\sqrt{\sigma^2 / 2Nt} \tag{3.4.26}$$

ただし、 q_{ϕ} は付表から求める。このとき、数表中の記号 k は試料数であり、f は分散分析 表での誤算の自由度に等しい。また σ^2 は、分散分析表での誤差の不偏分散の値を用いる。 次に、 $\alpha_i - \alpha_i$ の信頼度1- ϕ の信頼区間を次式によって求める。

$$\hat{\alpha}_{i} - \hat{\alpha}_{j} - Y_{\Phi} \le \alpha_{i} - \alpha_{j} \le \hat{\alpha}_{i} - \hat{\alpha}_{j} + Y_{\Phi}$$
(3.4.27)

この信頼区間が、+側と-側にまたがっているならば $\alpha_i \ge \alpha_j$ に差があるといえない。区間 が + 側にあるならば $\alpha_i < \alpha_j$ となり、 - 側にあるならば $\alpha_i > \alpha_j$ と考える。

3.4.3 メトリクスとの相関解析

官能試験に続き、メトリクス(音質評価パラメータ)によるサンプル音との相関解析 を行った。wave ファイルに変換したサンプル音を解析し、ラウドネス、シャープネス、 変動強度、調音性、ラフネス、アノイアンス、好ましさ、明瞭度を算出した。

そして、それらのメトリクスと、分散分析によって得られたデータをもとに相関係数 を求め、嗜好度との相関を見出した。

3.4.4 Tone-to-noise ratio, Prominence ratioの計算

Tone-to-noise ratio や、Prominence ratio の計算は、FFT分析したデータから TNR と PR のためのピーク位置と TNR のためのピーク幅などを手動で行い、TNR と PR の計算 を半自動で瞬時に行うための、VBA を作成し、そのマクロにより計算を行った。図 3.4.3 には、その VBA を使用した計算の様子を示す。



図 3.4.3 TNR PR の計算用 VBA

図 3.4.3 の VBA は、データの取り込み後、ピークとピーク幅を設定し、計算ボタンを 押すだけで、TNR と PR を半自動的に計算するように作成した。

ピークの判定から2つの手法の計算までを、FFT分析器とGP-IB接続などをして、リアルタイムで音質を定量化し、音質評価が出来ると開発において非常に便利であると考えたため、これはその前段階として作成した。

3.5 測定解析装置

各解析には、様々な装置を用いた。その各測定、解析に用いた装置の詳細を表 3.5.1 から表 3.5.3 に示し、その装置の写真を図 3.5.1 から図 3.5.11 に示す。

測定項目	測定機器	品名、型番など
	1/2インチマイクロホン	B&K TYPE 4189
騷音測定	メジャリングアンプ	B&K TYPE 2610
	キャリブレータ	B&K TYPE 4230
	ダミーヘッド	松下インターテクノ
	FFTアナライザ	RION SA-01
ファン回転数	非接触デジタルタコメータ	小野測器HT-5100
時間平均圧力	デジタルプレッシャーセンサー	KEYENCE AP-C40
中国学家	多チャンネルアンプ	audio-technica AT-HA60
日見正言	ヘッドホン	SONY MDR-CD900ST
	PC	IBM ThinkPad

表 3.5.1 使用測定機器

表 3.5.2 1/2 インチコンデンサーマイクロホンの仕様

	Right	Left			
形式	TYPE 4189				
Serial No.	2021192	2021193			
外径(mm)	13	3.2			
周波数特性	3Hz ~ 20kHz	±2dB以内			

表 3.5.3 ヘッドホンの仕様

品番	MDR-CD900ST
インピーダンス	63
定格入力	500mV
最大入力	1000mV
再生周波数帯域	5Hz ~ 30kHz



図 3.5.1 FFT アナライザ (RION SA-01)



図 3.5.2 メジャリングアンプ (B&K TYPE 2610)



⊠ 3.5.3 Sound level calibrator (94dB-1000Hz B&K TYPE 4230)



図 3.5.4 1/2 インチマイクロホン(B&K TYPE 4189)



(正面概観図)



(マイク部分拡大図) 図 3.5.5 ダミーヘッド(松下インターテクノ)



⊠ 3.5.6 DC POWER SUPPLY (Model PS-20)



図 3.5.7 デジタルタコメータ(非接触 小野測器 HT-5100)



図 3.5.8 デジタルプレッシャーセンサー (KEYENCE TYPE AP-C40)



☑ 3.5.9 DC motor driver (ORIENTAL MOTOR FBLD120AW)



図 3.5.10 多チャンネルアンプ (audio-technica AT-HA60)



図 3.5.11 ヘッドホン (SONY MDR-CD900ST)

4 実験結果および考察

<u>4.1 供試ファン</u>

3.1 で示した、ファンの基本設計を表 4.1.1 から表 4.1.6 に示す。その設計条件をもと に光造形で製作されたファンを、図 4.1.1 から図 4.1.6 に示す。

	AP4		
空気流量Q [m ³ /min.]	1.20	0.0200	$[m^3/s]$
ファン静圧Ps[mmAq]	1.00	9.8000	[Pa]
ファン回転数N [rpm]	3300	55.0000	[rps]
羽根外径D ₂ [mm]	86	0.0860	[m]
羽根内径D ₁ [mm]	43	0.0430	[m]
空気密度 [kg/m ³]	1.2	1.2000	
ファン効率・	0.75		
ファン動力W [W]	0.26		=QP _{·s} / _{·h}
ハブ・チップ比	0.5		$=D_{1}/D_{2}$
軸流速度C _m [m/s]	4.591		$=Q/(((D_{2}^{2}-D_{1}^{2})/4))$
ファン動圧P _d [Pa]	12.645		$= C_{m}^{2}/2$
ファン全圧P _t [Pa]	22.445		$=P_d+P_{s-}$

表 4.1.1 設計要目

表 4.1.2 翼断面設計 (TYPE A)

外径比	1.000	0.900	0.800	0.700	0.600	0.500	0.400
直径D [m]	0.086	0.077	0.069	0.060	0.052	0.043	0.034
羽根周速度u ₂ [m/s]	14.860	13.374	11.888	10.402	8.916	7.430	5.944
出口速度の周方向成分C _{2u} [m/s]	1.678	1.865	2.098	2.398	2.797	3.357	4.196
出口流れ角度 [rad]	0.316	0.353	0.401	0.463	0.548	0.674	0.873
入口速度の周方向成分C _{1u} [m/s]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	1.000
揚力と抗力の合ベクトルが揚力と成 す角 [rad]	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017
			0.000		0.000		0.010
<u>異弦長L [M]</u>	0.030	0.028	0.026	0.024	0.022	0.020	0.018
羽根权数Z	3	3	3	3	3	3	3
翼ピッチt [m]	0.090	0.081	0.072	0.063	0.054	0.045	0.036
ソリディティ	0.333	0.345	0.361	0.381	0.407	0.444	0.500
C _L ·	0.216	0.269	0.342	0.450	0.617	0.893	1.052
揚力係数C∟	0.648	0.777	0.949	1.183	1.517	2.010	2.105
翼型	NACA4409						
迎角 [deg]	0.000	1.000	3.000	4.000	8.000	10.000	10.000
取付け角 [deg]	18.130	21.254	25.955	30.511	39.412	48.596	60.044

表 4.1.3 翼断面設計 (TYPE B)

外径比	1.000	0.900	0.800	0.700	0.600	0.500	0.400
直径D [m]	0.086	0.077	0.069	0.060	0.052	0.043	0.034
羽根周速度u ₂ [m/s]	14.860	13.374	11.888	10.402	8.916	7.430	5.944
出口速度の周方向成分C _{2u} [m/s]	1.678	1.865	2.098	2.398	2.797	3.357	4.196
出口流れ角度 [rad]	0.316	0.353	0.401	0.463	0.548	0.674	0.873
入口速度の周方向成分C _{1u} [m/s]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	1.000
揚力と抗力の合ベクトルが揚力と成 す角 [rad]	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017
翼弦長L [m]	0.030	0.028	0.026	0.024	0.022	0.020	0.018
羽根枚数Z	4	4	4	4	4	4	4
翼ピッチt [m]	0.068	0.061	0.054	0.047	0.041	0.034	0.027
ソリディティ	0.444	0.461	0.481	0.508	0.543	0.592	0.666
C _L ·	0.216	0.269	0.342	0.450	0.617	0.893	1.052
揚力係数CL	0.486	0.583	0.711	0.887	1.137	1.507	1.579
翼型	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4410
迎角 [deg]	0.000	0.000	1.500	2.000	4.500	8.500	10.000
取付け角 [deg]	18.130	20.254	24.455	28.511	35.912	47.096	60.044

表 4.1.4 翼断面設計 (TYPE C)

外径比	1.000	0.900	0.800	0.700	0.600	0.500	0.400
直径D [m]	0.086	0.077	0.069	0.060	0.052	0.043	0.034
羽根周速度u ₂ [m/s]	14.860	13.374	11.888	10.402	8.916	7.430	5.944
出口速度の周方向成分C _{2u} [m/s]	1.678	1.865	2.098	2.398	2.797	3.357	4.196
出口流れ角度 [rad]	0.316	0.353	0.401	0.463	0.548	0.674	0.873
入口速度の周方向成分C _{1u} [m/s]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	1.000
揚力と抗力の合ベクトルが揚力と成 す角 [rad]	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017
翼弦長L [m]	0.030	0.028	0.026	0.024	0.022	0.020	0.018
羽根枚数Z	5	5	5	5	5	5	5
翼ピッチt [m]	0.054	0.049	0.043	0.038	0.032	0.027	0.022
ソリディティ	0.555	0.576	0.601	0.635	0.679	0.740	0.833
C _L ·	0.216	0.269	0.342	0.450	0.617	0.893	1.052
揚力係数C _L	0.389	0.466	0.569	0.710	0.910	1.206	1.263
翼型	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4410
迎角 [deg]	0.000	0.000	0.000	1.500	3.000	5.000	5.500
取付け角 [deg]	18.130	20.254	22.955	28.011	34.412	43.596	55.544

表 4.1.5 翼断面設計 (TYPE D)

外径比	1.000	0.900	0.800	0.700	0.600	0.500	0.400
直径D [m]	0.086	0.077	0.069	0.060	0.052	0.043	0.034
羽根周速度u ₂ [m/s]	14.860	13.374	11.888	10.402	8.916	7.430	5.944
出口速度の周方向成分C _{2u} [m/s]	1.678	1.865	2.098	2.398	2.797	3.357	4.196
出口流れ角度 [rad]	0.316	0.353	0.401	0.463	0.548	0.674	0.873
入口速度の周方向成分C _{1u} [m/s]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	1.000
揚力と抗力の合ベクトルが揚力と成 す角 [rad]	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017
翼弦長L [m]	0.030	0.028	0.026	0.024	0.022	0.020	0.018
羽根枚数Z	6	6	6	6	6	6	6
翼ピッチt [m]	0.045	0.041	0.036	0.032	0.027	0.023	0.018
ソリディティ	0.666	0.691	0.722	0.761	0.814	0.888	0.999
C _L ·	0.216	0.269	0.342	0.450	0.617	0.893	1.052
揚力係数C∟	0.324	0.389	0.474	0.592	0.758	1.005	1.053
翼型	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4410
迎角 [deg]	0.000	0.000	0.000	1.000	2.000	3.500	4.000
取付け角 [deg]	18.130	20.254	22.955	27.511	33.412	42.096	54.044

表 4.1.6 翼断面設計 (TYPE E)

外径比	1.000	0.900	0.800	0.700	0.600	0.500	0.400
直径D [m]	0.086	0.077	0.069	0.060	0.052	0.043	0.034
羽根周速度u ₂ [m/s]	14.860	13.374	11.888	10.402	8.916	7.430	5.944
出口速度の周方向成分C _{2u} [m/s]	1.678	1.865	2.098	2.398	2.797	3.357	4.196
出口流れ角度 [rad]	0.316	0.353	0.401	0.463	0.548	0.674	0.873
入口速度の周方向成分C _{1u} [m/s]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
揚力と抗力の合ベクトルが揚力と成 す角 [rad]	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017
翼弦長L [m]	0.030	0.028	0.026	0.024	0.022	0.020	0.018
羽根枚数Z	7	7	7	7	7	7	7
翼ピッチt [m]	0.039	0.035	0.031	0.027	0.023	0.019	0.015
ソリディティ	0.777	0.806	0.842	0.888	0.950	1.036	1.166
C _L ·	0.216	0.269	0.342	0.450	0.617	0.893	1.381
揚力係数C _L	0.278	0.333	0.407	0.507	0.650	0.861	1.184
翼型	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4409	NACA4410
迎角 [deg]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.500	2.000	3.000
取付け角 [deg]	18.130	20.254	22.955	26.511	31.912	40.596	53.044



図 4.1.1 光造形によって作られたファン(TYPE A)



図 4.1.2 製作された供試ファン(TYPE A)



図 4.1.3 製作された供試ファン(TYPE B)



図 4.1.4 製作された供試ファン(TYPE C)



図 4.1.5 製作された供試ファン(TYPE D)



図 4.1.6 製作された供試ファン(TYPE E)

4.2 性能特性

図 3.2.1 に示した、ダブルチャンバー法により得た結果から、静圧 P と差圧 P をも とに風量 Q の算出を行い、P-Q の関係を得た。

今回の研究では、以下に示すような2 CASE の条件下で、性能試験、後に示す騒音計 測を行った。

CASE1:入力電圧をファンモータの定格電圧である 12V で統一

CASE2:ファン回転数を 2800rpm で統一

4.2.1 同一電圧入力による性能特性

CASE1 の条件で性能試験を行い、その結果をまとめた P-Q 曲線を、図 4.2.1 に示す。 その条件化における諸因子を次の表 4.2.1 に示す。

入力電圧(V)	12							
ТҮРЕ	А	В	С	D	Е	F		
羽根枚数	3	4	5	6	7	5(ref.)		
最大風量(m ³ /min)	1.67	1.67	1.72	1.76	1.82	1.67		

表 4.2.1 CASE 1の各パラメータ

4.2.2 同一回転数による性能特性

今回は、定格電圧 12V 内で、ファンモータに過負荷がかからない範囲で回転数を選 定した。

CASE2 の条件で性能試験を行い、その結果をまとめた P-Q 曲線を、図 4.2.2 に示す。 その条件化における諸因子を次の表 4.2.2 に示す。

表 4.2.2 CASE 2の各パラメータ

回転数(rpm)	2800					
ТҮРЕ	А	В	С	D	Е	F
羽根枚数	3	4	5	6	7	5(ref.)
最大風量(m ³ /min)	1.33	1.38	1.53	1.56	1.64	1.44





図 4.2.1、図 4.2.2 より、風量が増えるにしたがって、静圧は、徐々に下がっていき、 あるところで、まったく静圧の変化しない領域があり、その後、また徐々に静圧が下が っていくという特性を示している。ファンの性能特性は、どのタイプのファンもおよそ 同じ形状を示しているのがわかる。CASE1 において、今回の設計条件では、羽根枚数 を変え、各 TYPE で羽根取り付け角を選定したが、羽根の大きさは変えていないため、 羽根枚数の増加で、羽根の自重による回転数の低下から、風量があまり変わらない値に なったと考えられる。CASE2 では、電圧を変えることにより回転数を一定に調整した が、羽根枚数の増加により、風量、静圧ともに増加する傾向が見られる。今回の実験で は、羽根枚数 7 枚が最多だが、7 枚を超える枚数については、流路狭小などが考えられ るため、今後検討しなければならない。

この装置を使用し、ファンの性能と同時に、ファンの騒音も測ることができれば良い のであるが、ファンの静圧を調整するための補助ファンに大きな負荷がかかるため、補 助ファン自体の騒音が供試ファンの騒音より遥かに大きくなってしまい、不可能である。 風洞実験装置ほどの規模のものであれば、それも可能であるが、手軽ではない。そのた め、ここで求めたダブルチャンバーで性能カーブを、後に示すプレナムチャンバー試験 装置の結果を照らし合わせるようにする。

実際にファンを設置した装置を設計するにあたり、静圧がまったく0である設計はま ずないといって良い。したがって、実際の設計にあたっては、この静圧と風量の関係を 見て一番その装置において効率のよい、適したファンを選んで使用するわけである。 たとえば、パーソナルコンピュータでは、最大風量点よりもはるかに風量が少ない場所 での運転になると予想される。そのような環境での運転では、当然ファンに負荷がかか り、騒音が大きくなると思われる。そこで後に、風量の変化における騒音計測、音質評 価を行った。
4.3 騒音特性

図 3.3.1 から図 3.3.3 に示した、プレナムチャンバー実験装置を用い、部分風量状態を 作成し、有負荷状態でファンから発生される騒音を計測した。TYPE A~Fを4.2 で示し た 2 CASE において、風量による騒音の影響を考慮し、録音した。録音方法は、3.3 で 示した通り、ダミーヘッドによるバイノーラル録音を、供試ファンの吸い込み側 0.5m の位置で行った。

録音した騒音特性を以下の図に示す。いずれの図においても、横軸を周波数[Hz]、縦軸を音圧レベル(Sound Pressure Level)[dB]としている。

まず、録音を行った無響室の暗騒音を図 4.3.1 に示す。ここで、スモールファンから 発生される騒音と暗騒音の音圧レベルの間には、十分な差があるので、騒音計測を行う 環境としては十分な環境とみなせると言える。また、ダミーヘッドの左右のマイクロホ ンの個体差もないものと言える。



4.3.1 羽根枚数の影響

羽根枚数による音圧レベルへの影響を図 4.3.2 から図 4.3.5 に示す。 実際に計測した音圧レベルの周波数は 0Hz ~ 20kHz だが、ここでは、卓越周波数成分の 比較のために 0Hz ~ 1kHz までを表示した。0Hz~20kHz のスペクトルは、付録に示す。



図 4.3.2 CASE 1 における音圧スペクトル Type A,B,C







4.3.2 回転数の影響

羽根車の回転数の違いによる音圧レベルへの影響を図 4.3.6 から図 4.3.11 に示す。 図 3.5.6 で示した DC Power Supply により、スモールファンへの入力電圧を変化させ、 それぞれのファンを CASE1 と CASE2 とで比較した。













4.3.3 風量の影響

有負荷状態の騒音を測るために、プレナムチャンバー方式を用いたが、風量の変化、 つまり、ファンへの負荷が増えることによって、騒音は変化すると思われる。有負荷状 態の騒音の変化を図 4.3.12 から図 4.3.17 に示す。風量の調整は、プレナムチャンバーの 背面にあるスライダーによって内部の圧力をマノメータで測定しながら、任意の圧力で の騒音測定を行った。なお、ここでは、プレナムチャンバー背面のスライダーを完全に 閉じたときの全閉状態を風量 0%と述べている。



図 4.3.12 TYPE A の音圧スペクトル 風量 0%~100%







図 4.3.15 TYPE D の音圧スペクトル 風量 0%~100%



図 4.3.16 TYPE E の音圧スペクトル 風量 0%~100%



図 4.3.17 TYPE F の音圧スペクトル 風量 0%~100%

図 4.3.2 から図 4.3.5、また、図 4.3.6 から図 4.3.11 において、顕著な離散スペクトル が生じている。これらは、回転数 n(rps)と羽根枚数 z の積の値をとっており、またその 倍音に成分が発生しているため、羽根通過数音と考えられる。その中でも、とりわけ TYPE B と TYPE D の離散スペクトルが目立って大きな値を示している。TYPE B では、 190Hz、370Hz、560Hz、TYPE D では、280Hz、560Hz、1120Hz に生じている。これは 静翼、動翼ともに偶数枚のため、干渉が同時に生じているためと考えられる。設計する 上で位相をずらす必要がある。そして、これらの離散スペクトルは、発生する騒音を大 きくするだけでなく、耳障り感も強くする可能性があると考えられる。

図 4.3.12 から図 4.3.17 より、風量が増加するにつれて、離散スペクトルが大きくなっ ていることがわかる。逆に、風量が少ないときは、高周波数域において、広帯域の音圧 レベルが上昇している。これは、プレナムチャンバー内に流入できない空気が流れの乱 れを発生させ、その乱れが騒音を発生させると推測される。締切点風量時での騒音増大 の原因としては、主に、サージングや、風の逆流が挙げられると思われる。実際に、実 験中も吸い込み側からの吐出しが確認できた。

つまり、負荷が少ない常態(風量比大)では、z・n 成分のピークが顕著に目立っている が、負荷が増加するにしたがって、ピークの周波数よりも、それ以外の周波数の音圧レ ベルが上がったスペクトルとなった。よって、風量比が大きな状態では、ピークが主に 騒音の原因であり、耳障りな音であったのに対して、負荷の大きな状態では、ピーク成 分よりも、周波数全体のレベルがあがり、オーバーオールが大きく増加し、騒音の大き さから耳障りと感じるのではないだろうか。

また、TYPE F については、ほかの TYPE の羽根の音圧スペクトルと全体的に異なった形をしているが、これは TYPE F の羽根のみ滑らかな前進角がついているためであると考えられ、羽根形状によるパラメータスタディや、ファン効率特性を考慮した検討も必要であろう。

89

4.4 音質評価

ファンの騒音に着目したとき、ファンの絶対音量を下げることは、重要であるが、こ の研究においての目的としては、ファンの静音化ではあるものの、ファンの音量が小さ くても、小さな耳障りな音が発生していたのでは意味が無い。ある卓越した周波数音が 発生していた場合、聞き取りやすい音であり、ファンの場合は不愉快な音である。した がって、ファンの騒音においての音質向上のための音質評価も必要となる。

そこで、本研究では、官能試験による分散分析、音質評価パラメータによる嗜好度と の相関、音質の定量化を行った。

4.4.1 官能試験

試験は静かな環境で、多人数で同時に行うために多チャンネルヘッドホンアンプを用 い、サンプル音を複数の被験者に PC よりヘッドホン出力して提示した。被験者は、日 頃からスモールファンから発生される騒音を聞いている成人16人(男性12名、女性 4名)を選定した。本研究では、設計条件や使用状況における音質の影響を調べるため、 以下に示す2つのパターンについて官能試験を行った。

パターン1:羽根枚数の違いによる官能試験

パターン2:風量の違いによる官能試験

パターン1では、サンプル音として TYPE A から TYPE F のすべてのファンを、風量 100%の状態で、2800rpm で運転させたときの騒音を使用した。パターン 2 では、サン プル音として TYPE A のファンを、風量を 0%~100%と変え、2800rpm で運転させたと きの騒音を使用した。

被験者の入力したバランスシートの結果を、表 4.4.1 と表 4.4.2 に示す。

		グループ1			<i>.</i> ,	グループ2			グループ3			グループ4							
パタ・	ーン	基	比	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
No.		準	較																
	-	音	音																
1	1	3	4	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	1	0	1	1	-1	-1	-1	-1
2	12	3	5	0	-1	0	-1	1	-1	-1	-1	-1	0	-1	-1	0	-1	-1	-1
3	7	3	6	-1	0	-2	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	-1	-1	-2	-1	-1	-1
4	24	3	7	1	1	1	1	-1	-1	1	1	0	1	0	1	1	1	1	2
5	18	3	r	2	-1	1	1	-1	1	1	1	0	1	2	2	1	2	1	-1
6	6	4	3	1	1	1	1	1	0	-1	-1	2	1	1	1	2	0	-1	-1
7	27	4	5	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	-2	1	-1	1	-1	0	-1	-1	-1
8	21	4	6	-1	-1	-2	1	-1	0	-1	-2	-1	-1	-1	-2	0	-1	-1	-1
9	15	4	7	1	-1	2	2	-1	1	1	1	1	1	2	1	1	1	2	2
10	3	4	r	2	1	1	-1	-2	0	1	1	1	1	1	2	1	2	2	-1
11	30	5	3	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	0	1	2
12	17	5	4	-1	0	0	-2	-2	0	1	0	-1	1	-1	1	-2	-1	-2	1
13	10	5	6	-1	-1	-1	-1	2	1	-1	-2	-1	-1	1	-1	-1	0	-1	1
14	5	5	7	1	-1	2	1	-1	1	1	1	0	1	1	1	-1	1	2	1
15	20	5	r	2	1	2	-1	-2	1	1	1	1	2	2	2	1	2	2	1
16	26	6	3	1	1	1	1	-1	1	1	1	0	1	1	2	0	0	-1	1
17	19	6	4	0	-1	0	-1	-1	0	1	-2	-1	1	-1	1	0	0	-1	-1
18	13	6	5	1	-1	1	-1	0	-1	1	-1	0	1	-1	1	-1	0	-1	-1
19	9	6	7	1	-1	2	1	-1	-1	1	1	0	2	2	2	1	1	1	2
20	28	6	r	1	1	2	2	-2	2	1	1	1	2	2	2	2	2	2	1
21	22	7	3	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-2	0	-2	1	0	-1	-1	0	-2
22	29	7	4	-1	-1	-1	-2	0	-1	1	-2	0	-2	-2	-1	-2	-2	-1	-1
23	2	7	5	1	-1	-2	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	-1	-2	-2	-2	1
24	4	7	6	-2	-1	-2	-2	0	1	-2	-1	-2	-2	-1	-2	-2	-2	-2	-2
25	11	7	r	1	0	1	1	-1	-1	1	1	1	0	1	2	1	1	-1	0
26	8	r	3	1	-1	-1	0	2	2	-1	-2	-2	0	-1	-2	-1	-2	-2	-2
27	25	r	4	-1	-2	-2	-1	0	-2	-1	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-1
28	23	r	5	-2	-2	-2	-2	1	0	-1	-2	-2	-1	-2	-2	-2	-2	-2	-2
29	14	r	6	-2	-2	-2	-1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-2	-2	-2	-2	-2	-2
30	16	r	7	0	-2	1	-1	0	-1	1	-1	-2	0	0	1	-1	-1	1	1

表 4.4.1 バランスシート結果 パターン 1

					グル・	ープ	1		グル・	ープ	2		グル・	ープミ	3		グル・	ープ	1
パ	ター	基	比	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ン	No.	準	較																
		音	音																
1	1	0	20	0	0	0	0	0	1	1	-1	0	-1	0	0	0	1	0	0
2	11	0	80	1	1	1	1	1	2	1	1	2	2	2	2	1	2	1	2
3	6	0	100	2	1	2	1	-1	1	1	-1	1	2	1	2	0	1	1	2
4	8	20	0	0	1	-1	0	0	-1	-1	0	0	-2	-1	0	0	-1	0	0
5	9	20	80	1	2	1	2	-1	2	1	-1	1	2	2	2	1	1	1	2
6	4	20	100	1	1	2	2	-1	1	1	1	0	2	1	2	0	2	1	2
7	3	80	0	-2	-2	-1	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-1	-2	-2	-2
8	5	80	20	-1	-2	-1	-1	1	-2	-1	-2	-2	-2	-2	-2	-2	2	-1	-2
9	2	80	100	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	0	1	1	-1	-1	0	-1	-1	1
10	10	100	0	-2	-1	-2	-2	-1	-2	-2	-1	-2	-2	-2	-2	-1	-2	-2	-2
11	12	100	20	-1	-1	-2	-1	1	-1	-1	-2	-1	-2	-2	-1	-2	-2	-2	-1
12	7	100	80	-1	1	-1	1	1	2	-1	-2	0	0	2	2	0	1	1	1

表 4.4.2 バランスシート結果 パターン 2

<u>4.4.2 分散分析</u>

3.4.2 で示したシェッフェの一対比較法の浦の変法の考え方をもとに、前述の結果を まとめ、分散分析を行った。

パターン1について、その計算結果を次の図 4.4.1 から図 4.4.7 に示す。

音質評価 蟿	を理シート				評	点シートの言	計算(入力	部分)				
						検査員1								
評価方法:	一対比較法:シ	ェッフェの方法	(浦の変)	去)										
評価内容:	先に提示した音	と比べて、後の)音はど	うか?				基準	(i)					
						l = 1	1	2	3	4	5	6	x. j1	
供試音の数∶t	検査員の数∶N	評点数(5段階)			1	*	1	1	1	-1	1		3
6	16				比	2	-1	*	-1	0	-1	-1		- 4
		かなり良い	2		較	3	0	1	*	1	1	-2		1
		少し良い	1		(†)	4	-1	-1	-1	*	-2	-2		-7
		同じ良さ	0			5	1	1	1	1	*	0		4
		少し悪い	-1			6	2	2	2	1	1	*		8
		かなり悪い	-2			x i.1	1	4	2	4	-2	-4	x1	
						x. i1	3	-4	1	-7	4	8		5
						x i.1 - x. i1	-2	8	1	11	-6	-12		
						(x i.l - x. il)	^2							370
平均嗜好度	^ i					xijl^2								45
嗜好度の個人差	^ il					検査員2								
組合せの効果	^ ij													
平均の順序効果	٨							基準	(i)					
順序効果の個人差	^					l = 1	1	2	3	4	5	6	x. j1	
						1	*	1	1	1	1	-1		3
要因	平方和	自由度			比	2	-1	*	-1	-1	-1	-2		-6
主効果	S	t - 1			較	3	-1	1	*	-1	-1	-2		-4
主効果×個人	S (B)	(t - 1)(N - 1)			(j)	4	0	-1	-1	*	-1	-2		- 5
組合せ効果	S	1/2(t-1)(t-2)				5	1	-1	-1	-1	*	-2		-4
順序効果	S	1				6	-1	1	1	1	0	*		2
順序×個人	S (B)	N-1				x i.1	-2	1	-1	-1	-2	-9	x1	
誤差	S					x. i1	3	-6	-4	-5	-4	2		-14
総平方和	ST	t(t-1)N				x i.1 - x. i1	-5	7	3	4	2	-11		
														224
														40

図 4.4.1 分散分析結果 評点シートの計算

嗜好度	の推定								
	嗜好度の推済	定値							
	平均嗜好度	個人の嗜好	ſ度						
試料 i	^ i	1	2	3	4	5	6	7	8
1	-0.046875	-0.16667	-0.41667	0.166667	-0.16667	-0.41667	-0.5	0.333333	0.333333
2	0.4114583	0.666667	0.583333	0.25	0.916667	0.083333	0.166666667	-0.33333	0.333333
3	0.3854167	0.083333	0.25	0.416667	-0.16667	-0.33333	0.666666667	0.333333	0.5
4	0.6302083	0.916667	0.333333	1.25	0.5	-0.5	0.083333333	0.916667	0.583333
5	-0.53125	-0.5	0.166667	-1	-0.58333	0.25	0	-0.58333	-0.66667
6	-0.848958	-1	-0.91667	-1.08333	- 0.5	0.916667	-0.416666667	-0.66667	-1.08333
合計	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	個人差の合調	嗜好度の個	る人差						
試料 i	^ il	^ i1	^ i2	^ i3	^ i4	^ i5	^ i6	^ i7	^ i8
1	7.633E-17	-0.11979	-0.36979	0.213542	-0.11979	-0.36979	-0.453125	0.380208	0.380208
2	0	0.255208	0.171875	-0.16146	0.505208	-0.32813	-0.244791667	-0.74479	-0.07813
3	9.992E-16	-0.30208	-0.13542	0.03125	-0.55208	-0.71875	0.28125	-0.05208	0.114583
4	-6.66E-16	0.286458	-0.29688	0.619792	-0.13021	-1.13021	-0.546875	0.286458	-0.04688
5	0	0.03125	0.697917	-0.46875	-0.05208	0.78125	0.53125	-0.05208	-0.13542
0			0.00774	0.00400	0.040050	4 705005	0 400004007	040000	0.00400
0	-1.11E-15	-0.15104	-0.06771	-0.23438	0.348958	1.765625	0.432291667	0.182292	-0.23438

図 4.4.2 分散分析結果 嗜好度の推定の計算

組合せ	効果の推定					
	組合せ効果の	の推定値				
	xij xji.					
j i	1	2	3	4	5	6
1	*					
2	- 9	*				
3	- 18	6	*			
4	-25	- 9	- 4	*		
5	19	34	23	38	*	
6	24	39	43	45	12	*
						10768
	(xij xji.)/2N				
j i	1	2	3	4	5	6
1	*					
2	-0.28125	*				
3	-0.5625	0.1875	*			
4	-0.78125	-0.28125	-0.125	*		
5	0.59375	1.0625	0.71875	1.1875	*	
6	0.75	1.21875	1.34375	1.40625	0.375	*
	^i - ^j					
j i	1	2	3	4	5	6
1	*					
2	-0.458333	*				
3	-0.432292	0.026042	*			
4	-0.677083	-0.21875	-0.24479	*		
5	0.484375	0.942708	0.916667	1.161458	*	
6	0.8020833	1.260417	1.234375	1.479167	0.317708	*
· · ·	^]					
	1	2	3	4	5	6
1		-0.17708	0.130208	0.104167	-0.10938	0.052083
2	0.1770833	0.4.04.450	-0.10140	0.0025	-0.119/9	0.041007
3	-0.130208	0.161458	0 4 4 0 7 0 0	+0.11979	0.19/91/	-0.10938
4	-0.104167	-0.0625	0.119792	0.0000.40	-0.02604	0.072917
5	0.109375	0.119792	-0.19792	0.026042		-0.05729
6	-0.052083	-0.04167	0.109375	-0.07292	0.057292	*

図 4.4.3 分散分析結果 組み合わせ効果の推定の計算

順序効	果の計算	
平均の順序	动果	
۸	-0.14583	
検査員]	xl /t(t-1)	^
1	0.166667	0.3125
2	-0.46667	-0.32083
3	-0.16667	-0.02083
4	-0.2	-0.05417
5	-0.2	-0.05417
6	0.033333	0.179167
7	0.033333	0.179167
8	-0.53333	-0.3875
9	-0.23333	-0.0875
10	0.1	0.245833
11	0.166667	0.3125
12	0.2	0.345833
13	-0.36667	-0.22083
14	-0.3	-0.15417
15	-0.36667	-0.22083
16	-0.2	-0.05417
合計		1.67E-16

図 4.4.4 分散分析結果 順序効果の計算

分散分析

					F分布のハ	ペーセント点
要因	平方和	自由度	不偏分散	F值	0.05	0.01
主効果S	181.84	5	36.37	145.67	有意	有意
主効果×個人 S (B)	326.99	75	4.36	17.46	有意	有意
組合せ効果 S	154.66	10	15.47	61.94	有意	有意
順序効果 S	10.21	1	10.21	40.89	有意	有意
順序×個人 S (B)	24.93	5	4.99	19.97	有意	有意
誤差 S	93.38	374	0.25			
総平方和 ST	792	480				

図 4.4.5 分散分析結果 各要因の計算

ヤードス	ティック					
信頼区間						
t =		6			表から	
f(誤差の自	由度)=	374	における	q 0.05	4.06	
				q 0.01	4.8	
ヤードスティ	ィック Y					
Y 0.05	0.146406					
Y 0.01	0.173091					
信頼区間						
			95%区間		99%区間	
i	j	^i - /	+ Y 0.05	- Y 0.05	+ Y 0.01	- Y 0.01
1	2	-0.45833	-0.31193	-0.60474	-0.28524	-0.63142
1	3	-0.43229	-0.28589	-0.5787	-0.2592	-0.60538
1	4	-0.67708	-0.53068	-0.82349	-0.50399	-0.85017
1	5	0.484375	0.630781	0.337969	0.657466	0.311284
1	6	0.802083	0.94849	0.655677	0.975175	0.628992
2	3	0.026042	0.172448	-0.12036	0.199133	-0.14705
2	4	-0.21875	-0.07234	-0.36516	-0.04566	-0.39184
2	5	0.942708	1.089115	0.796302	1.1158	0.769617
2	6	1.260417	1.406823	1.11401	1.433508	1.087325
3	4	-0.24479	-0.09839	-0.3912	-0.0717	-0.41788
3	5	0.916667	1.063073	0.77026	1.089758	0.743575
3	6	1.234375	1.380781	1.087969	1.407466	1.061284
4	5	1.161458	1.307865	1.015052	1.33455	0.988367
4	6	1.479167	1.625573	1.33276	1.652258	1.306075
5	6	0.317708	0.464115	0.171302	0.4908	0.144617

図 4.4.6 分散分析結果 ヤードスティックの信頼区間の判別



図 4.4.7 分散分析結果 平均嗜好度(パターン 1)

パターン2について、その計算結果を次の図4.4.8から図4.4.14に示す。

音質評価 繋	を理シート				評	点シートの言	+算(入力	部分	•)		
						検査員1						
評価方法:	一対比較法:シ	ェッフェの方法	浦の変活	去)								
評価内容:	先に提示した音	と比べて、後の)音はどろ	か?				基準	(i)			
						l = 1	1	2	3	4	x. j1	
供試音の数∶t	検査員の数∶N	評点数(5段階)			1	*	0	-2	-2		-4
4	16				比	2	0	*	-1	-1		-2
		かなり良い	2		較	3	1	1	*	-1		1
		少し良い	1		(j)	4	2	1	1	*		4
		同じ良さ	0			x i.1	3	2	-2	-4	x1	
		少し悪い	- 1			x. i1	-4	-2	1	4		- 1
		かなり悪い	-2			x i.1 - x. i1	7	4	-3	-8		
						(x i.l - x. il) [,]	^2					138
						xijl^2						19
						検査員2						
平均嗜好度	^ i											
嗜好度の個人差	^ il							基準	(i)			
組合せの効果	^ ij					l = 1	1	2	3	4	x. j1	
平均の順序効果	^					1	*	1	-2	-1		-2
順序効果の個人差	^				比	2	0	*	-2	-1		- 3
					較	3	1	2	*	1		4
要因	平方和	自由度			(j)	4	1	1	-1	*		1
主効果	S	t - 1				x i.1	2	4	-5	-1	x1	
主効果×個人	S (B)	(t - 1)(N-1)				x. i1	-2	-3	4	1		0
組合せ効果	S	1/2(t-1)(t-2)				x i.1 - x. i1	4	7	-9	-2		
順序効果	S	1										150
順序×個人	S (B)	N-1										20
誤差	S											
総平方和	ST	t(t-1)N										

図 4.4.8 分散分析結果 評点シートの計算

嗜好度	の推定								
	嗜好度の推済	定値							
	平均嗜好度	個人の嗜好	ſ度						
試料 i	^ i	1	2	3	4	5	6	7	8
	0.59375	0.875	0.5	0.875	-0.75	0.375	1.125	1	0.25
	0.3515625	0.5	0.875	0.625	-0.75	-0.5	0.5	0.25	0.625
	-0.554688	-0.375	-1.125	-0.25	1	-0.375	- 1.375	-0.625	-0.25
4	-0.390625	-1	-0.25	- 1.25	0.5	0.5	-0.25	-0.625	-0.625
合計	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	個人差の合義	嗜好度の個	しん差						
試料 i	^ il	^ i1	^ i2	^ i3	^ i4	^ i5	^ i6	^ i7	^ i8
	1 0	0.28125	-0.09375	0.28125	-1.34375	-0.21875	0.53125	0.40625	-0.34375
	2 0	0.148438	0.523438	0.273438	-1.10156	-0.85156	0.1484375	-0.10156	0.273438
:	3 0	0.179688	-0.57031	0.304688	1.554688	0.179688	-0.8203125	-0.07031	0.304688
4	4 0	-0.60938	0.140625	-0.85938	0.890625	0.890625	0.140625	-0.23438	-0.23438
合計	0	0	0	0	0	0	0	0	0

図 4.4.9 分散分析結果 嗜好度の推定の計算

組合せず	効果の推定			
	組合せ効果の	D推定值		
	xij xji.			
j i	1	2	3	4
1	*			
2	7	*		
3	39	25	*	
4	30	27	-7	*
				3873
	(xijxji.)/2N		
j i	1	2	3	4
1	*			
2	0.21875	*		
3	1.21875	0.78125	*	
4	0.9375	0.84375	-0.21875	*
	^			
j i	1	2	3	4
1	*			
2	0.2421875	*		
3	1.1484375	0.90625	*	
4	0.984375	0.742188	-0.16406	*
		_	_	
	^ij			
j i	1	2	3	4
1	*	0.023438	-0.07031	0.046875
2	-0.023438	*	0.125	-0.10156
3	0.0703125	-0.125	*	0.054688
4	0.046975	0 101563	-0.05469	*

図 4.4.10 分散分析結果 組み合わせ効果の推定の計算

順序効果の言	†算	
半均の順序効果	:	
	0.40004	
	-0.13021	
検査員	xl /t(t-1)	^
1	-0.08333	0.046875
2	0	0.130208
3	-0.08333	0.046875
4	0	0.130208
5	-0.25	-0.11979
6	0	0.130208
7	-0.33333	-0.20313
8	-0.83333	-0.70313
9	-0.16667	-0.03646
10	-0.16667	-0.03646
11	-0.16667	-0.03646
12	0.166667	0.296875
13	-0.33333	-0.20313
14	0.166667	0.296875
15	-0.25	-0.11979
16	0.25	0.380208
合計		4.44E-16

図 4.4.11 分散分析結果 順序効果の計算

分散分析

						F 分布のパーセント点	
要因	平方和	自由度	不偏分散	F值	0.05	0.01	
主効果S	119.86	3	39.95	88.79	有意	有意	
主効果×個人 S (B)	190.64	45	4.24	9.42	有意	有意	
組合せ効果 S	1.17	3	0.39	0.87			
順序効果 S	3.26	1	3.26	7.23	有意	有意	
順序×個人 S (B)	11.83	3	3.94	8.76	有意	有意	
誤差 S	56.24	3125	0.45				
総平方和 ST	383	192					

図 4.4.12 分散分析結果 各要因の計算

ヤードス	、ティック					
信頼区間						
t =		4			表から	
(誤差の自	由度)=	125	における	q 0.05	3.69	
				q 0.01	4.5	
ヤードスティ	ィック Y					
Y 0.05	0.21878					
Y 0.01	0.266805					
信頼区間						
			95%区間		99%区間	
i	j	^i - /	∖+Y0.05	- Y 0.05	+ Y 0.01	- Y 0.01
1	2	0.242188	0.460967	0.023408	0.508992	-0.02462
1	3	1.148438	1.367217	0.929658	1.415242	0.881633
1	4	0.984375	1.203155	0.765595	1.25118	0.71757
2	3	0.90625	1.12503	0.68747	1.173055	0.639445
2	4	0.742188	0.960967	0.523408	1.008992	0.475383
3	4	-0.16406	0.054717	-0.38284	0.102742	-0.43087

図 4.4.13 分散分析結果 ヤードスティックの信頼区間の判別



図 4.4.14 分散分析結果 平均嗜好度(パターン 2)
4.4.3 メトリクスとの相関解析

上述の2つのパターンにおいて、前に示したメトリクス(音質評価パラメータ)と、 分散分析で得た平均嗜好度との相関を検討した。表4.4.3 にパターン1の各音質評価パ ラメータの値を、表4.4.4 にパターン2の各音質評価パラメータの値を示す。

また、それらの値と平均嗜好度との相関係数を求め、表 4.4.5 に音質評価パラメータ と平均嗜好度との相関係数を示す。

		Туре	Type A	Type B	Type C	Type D	Type E	Type F
ラウドネス	(sone)		30.16	35.86	32.74	33.02	26.24	23.53
シャープネス	(acum)		1.41	1.34	1.48	1.33	1.54	1.54
変動強度	(vacil)		0	0.02	0.02	0.03	0.01	0.03
調音性	(tu)		0.52	1.03	0.57	0.4	0.46	0.32
ラフネス	(asper)		4.14	3.74	3.39	3.8	3.97	2.51
アノイアンス	(au)		102.21	127.14	117.5	114.14	89.55	78.28
好ましさ	(pu)		0.03	0.04	0.04	0.03	0.03	0.07
明瞭度	(%)		58	53	52	51	61	65
平均嗜好度			-0.05	0.41	0.39	0.63	-0.53	-0.85

表 4.4.3 音質評価パラメータ(パターン 1)

		風量	0%	20%	80%	100%
ラウドネス	(sone)		35.67	33.36	25.23	30.16
シャープネス	(acum)		1.31	1.29	1.4	1.41
変動強度	(vacil)		0.15	0.02	0.01	0
調音性	(tu)		0	0	0.38	0.52
ラフネス	(asper)		6.48	6.03	4.43	4.14
アノイアンス	(au)		130.19	113.49	80.14	102.21
好ましさ	(pu)		0	0	0.02	0.03
明瞭度	(%)		48	52	65	58
平均嗜好度			0.59	0.35	-0.55	-0.39

表 4.4.4 音質評価パラメータ(パターン 2)

		correlation coefficient		
			パターン 1	パターン 2
ラウドネス	Loudness	(sone)	0.95	0.94
シャープネス	Sharpness	(acum)	-0.84	-0.93
変動強度	Fluctuation Strength	(vacil)	0.12	0.77
調音性	Tonality	(tu)	0.48	-0.93
ラフネス	Roughness	(asper)	0.47	0.98
アノイアンス	Unbiased Annoyance	(au)	0.94	0.93
好ましさ	Sensory Pleasantness	(pu)	-0.57	-0.91
明瞭度	Articulation Index	(%)	-0.99	-0.96

表 4.4.5 パラメータと平均嗜好度の相関係数

<u>4.4.4</u> Tone-to-noise ratio, Prominence ratio の計算

本研究では、定量化の手法として、tone-to-noise ratio と prominence ratio 手法の2種類 を用いたわけだが、tone-to-noise ratio は、すでに ISO 規格としてあるが、ピークの周波 数帯域を決めるのは、人間であり、ここにも、人間の判断が必要となってくる。そのた めに、それを計算するにあたって、結果が違ってきてしまう。

しかし、これらは、あくまで、ピークのみに着目したものであり、ピークの大きく出 ているオーバーオール値の小さい騒音と、ピークの全く出ていないオーバーオールの大 きい騒音があったとすると、どちらが耳障りであるかという点については、判断が出来 ない。

これら2つの手法を用いて音質の定量化を行った結果を次の表4.4.6と表4.4.7に示す。 表4.4.6では、羽根枚数毎の比較であり、表4.4.7では風量比による比較で、両者ともス ペクトル上の上位3つの卓越成分に着目したものである。理論より、TNR については 6dB以上、PR については7dB以上となった場合を、その音を顕著な離散周波数音とみ なせるため、それらの値を上回ったものを赤文字で記した。

Z	Туре	ピーク周波数[Hz]	TNR[dB]	PR[dB]
3	А	200	8.42	3.69
		975	0.77	5.96
		1325	1.64	3.23
	В	200	8.42	3.69
4		375	27.22	24.51
		750	5.86	2.54
	С	200	10.36	3.23
5		1875	0.57	3.51
		2725	-0.50	1.99
6	D	200	1.43	3.81
		1125	11.75	7.89
		2725	2.83	6.36
7		325	8.10	4.62
	Е	2425	-0.97	-3.58
		2800	3.79	5.32
5	F	625	2.10	5.40
		1675	6.43	5.13
		2700	2.17	2.62

表 4.4.6 TNR, PR の計算結果 パターン 1

Q	Туре	ピーク周波数[Hz]	TNR[dB]	PR[dB]
0%	A(Z=3)	150	5.76	4.34
		450	0.54	2.91
		2700	-4.56	3.59
20%		2675	-4.23	3.09
		2725	-4.87	3.04
		2875	-6.39	3.47
		275	6.36	-0.82
		1750	-0.39	1.11
		2350	-2.30	-2.65
100%		200	8.42	3.69
		975	0.77	5.96
		1325	1.64	3.23

表 4.4.7 TNR, PR の計算結果 パターン 2

官能試験、分散分析の結果、主効果や順序効果はF分布内では有意であると判定された。また、ヤードスティックの信頼区間もほとんどのものが信頼区間内に判別されている。(信頼区間から外れているものを赤い数値で記した。)よって、これらの結果から、平均嗜好度を算出したものを、パターン1では図4.4.7 に、パターン2では図4.4.14 に示した。パターン1では、羽根枚数が4,5,6 枚のものが「耳障り感」が強いと出ている。 騒音特性の項で示したように、顕著な離散スペクトルが発生しており、これらが「耳障り感」を一層強いものにしていると考えられる。特に、羽根枚数が偶数枚のものについては、先にも述べた通り動翼と静翼の干渉が同時に起こるため、絶対に避けなくてはならない。逆にTYPEA、E、Fでは、平均嗜好度が負の値をとっているが、これらについては、スペクトル上で1つの卓越成分だけが突出しているということはなく、全体的になだらかな波形を示しており、それほど気にならない音質になっていると推測される。

メトリクスによる相関を見ると、ラウドネス、アノイアンスで正の相関が極めて強い 値をとっている。アノイアンスについては、その8割程度がラウドネスにより占められ ているので、結局ラウドネスとの相関が強いと思われる。スペクトルに示される音圧レ ベルと、実際に人間の耳から聞こえる音には差が生じるため、聴覚的に感度の高い周波 数域での音圧レベルを下げられるような設計が必要とされる。シャープネス、明瞭度と は負の相関が強いことが見受けられる。特に風量比による比較を見ると、低風量比では シャープネスが低く、ラウドネスが高いため、気流の乱れによる騒音こもり感が不快感 をより強くし、逆に高風量比になると、気流の乱れは減少するため、こもり感をあまり 感じずにそれほど不快に感じなくなると思われる。このことから、スペクトル上に生じ る卓越音の成分より、気流の乱れによる騒音内のこもり感が「耳障り感」に強い印象を 与えるのではないかと考えられる。

表 4.4.6、表 4.4.7 を見ると、TNR と PR の値が赤く表示されているものについては、 TNR、PR において、顕著な離散周波数音であるということである。やはり、TNR では、 ピーク周辺の影響を大きく受けていて、過剰評価をしてみたり、過小評価をしてみたり していることがある。ISO 規格では、TNR で、6dB 以上、PR では 7dB 以上であった場 合は顕著な離散周波数音であると言われているが、実際はそれを目安として、数値を見 るということにする方が適切であるかもしれない。例えば、TNR において 6.1dB であ ったピークは、アウトであり、5.9dB であったピークにおいては、セーフであり対策の 必要はない、などということは無いであろう。しかし、数値化されたことによって、数 値の大きいものから順番に並べると、全体の音に与える影響の大きさの順番を知ること ができ、それをもとに、対策の順序もしくは、重要性も決まってくることになる。

5 結論

(1)小型軸流ファンの羽根枚数の変化による性能特性を知るために、外形 90mm 程度の スモールファンを、羽根枚数を変えて設計・製作し、静圧と風量の関係を調べた。結果、 各小型ファンの性能特性は、静圧・風量曲線がともにおよそ同じような特性を示すが、 単純に羽根枚数の増加により風量が向上することがわかった。また、風量が変化しても、 静圧が変化しない領域があることが確認できた。

(2)小型ファンの騒音発生の原因を調べるために、無響箱、プレナムチャンバーを製作 して、騒音特性を調べた。供試ファンを同じ回転数でのスペクトルを調べた結果、ピー クの位置は羽根枚数との積により表され、その成分は、羽根通過周波数によるピークと、 それに伴う倍音成分のピークであることがわかった。

(3)供試ファンの風量を変えてスペクトルを調べた結果、有負荷状態では、風量比が低いほうが「耳障り感が」強いことがわかった。風量比が高い状態では、離散スペクトルが大きく生じるが、気流の乱れによるこもり感の方がより不快に感じられる。実際に使用する環境では、風量を得るために、流路を確保する必要がある。

(4)TNR、PR については、単一のピークを評価するため、音質に対して直接評価することは難しいが、今回の結果では、動翼と静翼の関係において位相が重なると、大きな値を示した。動翼と静翼の枚数が同じ場合、TNR、PR ともに著しく上昇するため、設計する上で絶対に避けるべきである。

(5)以上を踏まえ、動翼と静翼の位相がずれるような羽根枚数を選定し、スモールファン使用環境を考慮した上で、風量が十分に得られるような設計をする必要がある。

6 参考文献

1) AMCA Standard 210-85 (1988)

2) ISO 10302 "Method for the measurement of airborne noise emitted by small air-moving devices" (1996)

3)オリエンタルモーター 技術カタログ (2001)

4) 騒音制御: Vol.26, No1 (2002)

5)電子機器設計のためのファンモータと騒音・熱対策

6)原田幸夫:流体機械 SI 単位版,朝倉書店 (1986)

7)難波精一郎,桑野園子:音の評価のための心理学的測定法,コロナ社 (1998)

8)日科技連:官能検査ハンドブック,日科技連 (2002)

9)小野,大橋,向井,大越:心理音響学に基づく音質の評価方法,日本学術会議計測連合シンポジウム(2000)

7 謝辞

本研究を行うにあたり、常に適切な御指導、御助言をしてくださった指導教官である 長松昭男教授、御法川学助教授、岩原光男助手に対し、深い感謝の意を表します。

また、技術の提供等色々とお世話になりました、リオン株式会社の中村一彦様、キャ テック株式会社の野原武史様に対し、続けて深い感謝の意を表します。

並びに、実験データや解析作業等に尽力していただいた本研究担当法政大学学部四年 生瀧原朋子さん、何かと力になってくださった長松研究室、御法川研究室の皆様に感謝 いたします。