

# 家庭用換気扇の振動および騒音の低減

## Reduction of Vibration and Noise of Domestic Ventilating Fans

平 松 力\* 木 下 幸 雄\*\*  
 Tsutomu Hiramatsu Yukio Kinoshita

### 内 容 梗 概

換気扇の騒音低減の方法として、モータの回転脈動を取り付け壁に伝達しにくくする防振支持について前報<sup>(1)</sup>に引き続いて研究結果を述べる。モータの回転脈動に対する防振法として、モータ・アーム振動系を加振振動数に対し共振しない構造にすることはもちろんであるが、さらに防振を完全にするためには、モータの重心面内で非連成支持し、アームの先端に円筒形防振ゴムを取り付けるべきであることがわかった。この支持方法を新製品に適用し、コンデンサ・モートルを使用してモータ音のほとんど現われない換気扇を作ることができた。

### 1. 緒 言

前報<sup>(1)</sup>において、モータ・アーム振動系の固有振動数を電子計算機で計算する方法を述べ、一つの製品について実測値と比較して、あらかじめ計算により共振問題を検討できることを述べた。今回はさらに非共振時においても防振を完全にし、機械的騒音を低減する方法について検討を行なった。

防振支持の目的は換気扇本体が機械的および電磁的原因により生ずる振動を壁などの基礎へ伝達しにくくすることで、その方法を大別すると3通りが考えられる。

- (1) 換気扇の持つ振動系の共振を避けるとともに、系のすべての固有振動数を回転数以下に下げる。
- (2) 非連成支持により、加振源の振動をその振動方向のみにおさえる。
- (3) 防振ゴムなどにより固体音の伝達を防止する。

第1の方法は防振上第一に必要な注意であり、防振支持の正攻法ともいえる。固有振動数の計算式の成立について前報で実験的にも確認したが、防振ゴムを用いた場合についての計算を再確認する。回転数以下に固有振動数を選ぶことは回転数がかなり低いので実際の製品として強度的にかなり困難かも知れないが、第3の方法に関係して試みることにする。第2の方法は計算上で検討するとともに、実験により効果を確認する。

### 2. 防振支持法の設計理論

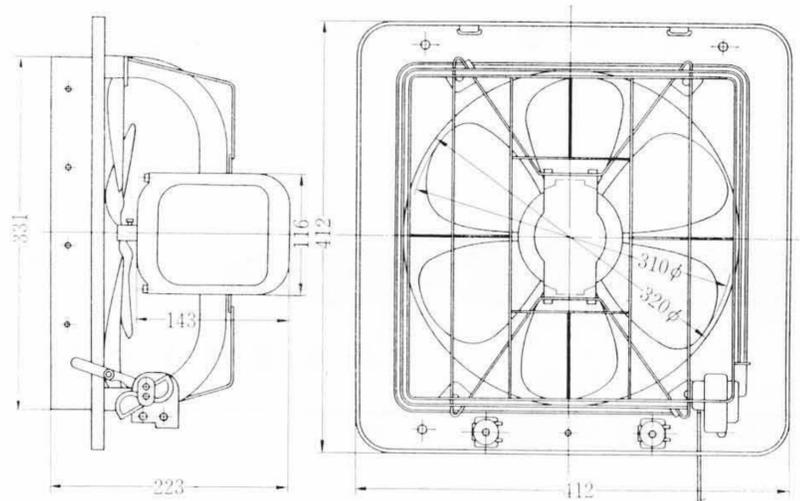
#### 2.1 防振ゴムつき換気扇の固有振動数

モータ・アーム振動系のすべての固有振動数を回転数以下に選ぶことが設計上実現しうるか否かを計算により検討する必要がある。現在までの製品はいずれも回転数より数倍高い固有振動数を持つが、固有振動数を低くするためには質量を変化することはできないので、モータ支持物のばね定数を小さくする以外に方法はない。これには次の二つの方法が考えられる。

- (1) アームとフレーム間にコイルばねを使用する。
- (2) アームとフレーム間に防振ゴムを使用する。

(1)の方法はサージングを引き起こすことがあり、ダンピング作用が少ないから、危険速度通過時に大きな振動を発生し、固体音の伝達の防止作用も少ない。(2)の方法には経年変化という問題があり、ゴムを耐油性、耐熱性にすることが望ましいが、防響作用に著しく効果があるのでこの方法を用いることにする。

第1図のような30cm換気扇のアームに円筒形防振ゴムをつけた



第1図 30 cm 標準形換気扇の寸法図  
 (モータはくま取り線輪形)

ときの固有振動数の計算を行なう。第2図のような湾(わん)曲している単独アームに円筒状の防振ゴムを取り付けたときの  $x, y, z$  方向のバネ定数は多段接続系の弾性伝達マトリクスと座標変換マトリクスと両端の境界条件とより求められる。

$$\begin{pmatrix} \vec{q}' \\ \vec{Q}' \end{pmatrix} = M \begin{pmatrix} \vec{q} \\ \vec{Q} \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、  
 $\vec{q}'$ : フレーム側の変位ベクトル  
 $\vec{Q}'$ : フレーム側の作用ベクトル  
 $\vec{q}$ : モータ側の変位ベクトル  
 $\vec{Q}$ : モータ側の作用ベクトル

$$M = M_r M_a = T_r E_r M_a \dots\dots\dots (2)$$

$M_r$  は防振ゴムの伝達マトリクスで、アームの  $x$  軸とゴムの  $x$  軸と座標変換マトリクス  $T_r$  とゴム弾性マトリクス  $E_r$  との積である。

$M_a$  はアームの弾性伝達マトリクスで、 $M_r$  と同様に座標変換および弾性マトリクスの積であり、前報に詳述したとおりである。

防振ゴムの弾性マトリクス  $E_r$  は円筒形の場合次のような諸量を計算することにより求められる。

曲 げ 剛 性

$$R_r = E_{ap} I_{rz} = E_{ap} I_{ry} = E_{ap} \frac{\pi}{64} d^4 \dots\dots\dots (3)$$

圧 縮 剛 性

$$L_r = E_{ap} A_n = E_{ap} \frac{\pi}{4} d^2 \dots\dots\dots (4)$$

ね じ り 剛 性

$$P_r = G_{ap} J_r = G_{ap} \frac{\pi}{32} d^4 \dots\dots\dots (5)$$

\* 日立製作所日立研究所  
 \*\* 日立製作所多賀工場

ここに,  $E_{ap}$ : ゴムの見かけのヤング率 (kg/cm<sup>2</sup>)

$G_{ap}$ : ゴムの見かけのせん断弾性率 (kg/cm<sup>2</sup>)

$d$ : ゴムの直径 (cm)

$E_{ap}$ ,  $G_{ap}$  を求めるには, 防振ゴムのせん断弾性率と JIS かたさを求める図表<sup>(2)</sup>より, せん断弾性率  $G$  を求め, 形状率  $S$  を次式<sup>(2)</sup>に入れて求めればよい。

$$E_{ap} = (3 + 4.935 S^2) G = \left\{ 3 + 0.308 \left( \frac{h}{d} \right)^2 \right\} G \dots\dots (6)$$

$$G_{ap} = \frac{G}{\left\{ 1 + 0.445 \left( \frac{h}{d} \right)^2 \right\}} \dots\dots (7)$$

$$S = \frac{A_L}{A_r} = \frac{\text{(受圧面積)}}{\text{(自由面積)}} \dots\dots (8)$$

$h$ : ゴムの高さ (cm)

以上の記号を用いてゴム弾性マトリクス  $E_r$  を表わすと次のようになる。

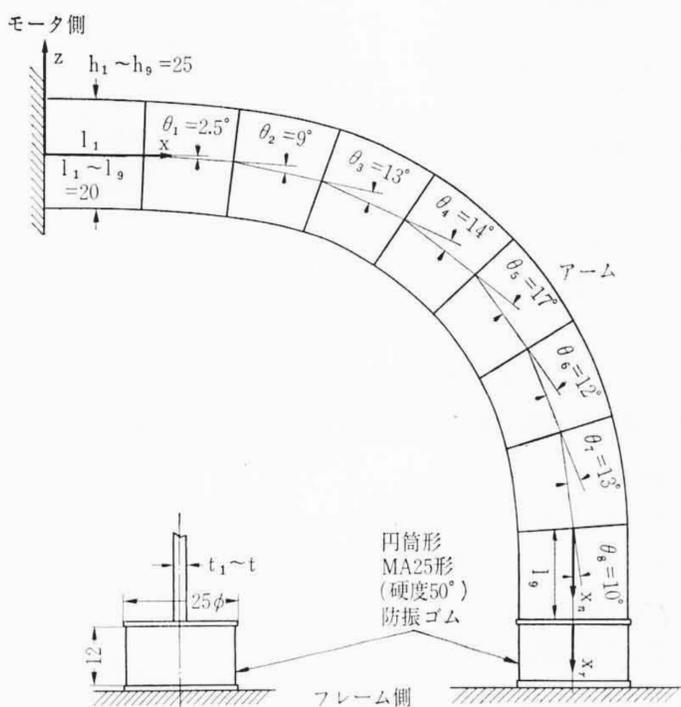
$$E_r = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{h}{L_r} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & h & 0 & \frac{h^3}{6R_r} & 0 & 0 & 0 & -\frac{h^2}{2R_r} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -h & 0 & 0 & 0 & \frac{h^3}{6R_r} & 0 & \frac{h^2}{2R_r} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{h}{P_r} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -\frac{h^2}{2R_r} & 0 & -\frac{h}{R_r} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \frac{h^2}{2R_r} & 0 & 0 & 0 & -\frac{h}{R_r} \\ \hline & & & & & & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ & & & & & & 0 & 0 & h & 0 & 1 & 0 \\ & & & & & & 0 & -h & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \dots\dots (9)$$

座標変換マトリクスは第2図のようなゴムの取り付け方ではゴムの  $x_r$  軸とアームの接続端の  $x_n$  とは一致しているから単位マトリクスになり, 特に乗ずる必要はない。すなわち

$$M_r = E_r$$

と考えてよい。

前報に述べた弯曲アームのバネ定数を求めるプログラムに第2図



第2図 30 cm 標準扇の単独アームの分解寸法図

第1表 30 cm 標準形換気扇に防振ゴムをつけたときの振動計算値

方向	バネ定数			固有振動数			
	記号	単位	計算値	記号	単位	計算値	
直線	X	$K_{11}$	kg/cm	$5.240 \times 10$	$f_1$	c/s	23.74
	Y	$K_{22}$	kg/cm	$7.163 \times 10$	$f_2$	c/s	26.21
	Z	$K_{33}$	kg/cm	$3.044 \times 10^2$	$f_3$	c/s	58.14
回転	X	$K_{44}$	kgcm/rad	$6.531 \times 10^8$	$f_4$	c/s	51.70
	Y	$K_{55}$	kgcm/rad	$4.752 \times 10^8$	$f_5$	c/s	43.28
	Z	$K_{66}$	kgcm/rad	$6.308 \times 10^2$	$f_6$	c/s	20.03

に示す数値を入れて  $M_a$  を求め, これに(9)式のマトリクスを乗ずるようにプログラムを変更し, 防振ゴムの定数として次のデータをインプットして30 cm 換気扇の振動計算を行なった。第3図に計算に使用した MA 25 形防振ゴムの寸法を示す。硬度は50度とした。

$$d = 2.5 \text{ cm}, h = 1.2 \text{ cm}$$

硬度50度のゴムの  $G$  は  $8.2 \text{ kg/cm}^2$  であるから, (6), (7)式より,

$$E_{ap} = 8.2 \times \left\{ 3 + 0.308 \times \left( \frac{1.2}{2.5} \right)^2 \right\} = 25.2 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$G_{ap} = \frac{8.2}{\left\{ 1 + 0.445 \times \left( \frac{1.2}{2.5} \right)^2 \right\}} = 7.45 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

(3)~(5)式より

$$R_r = 25.2 \times \frac{3.1416}{64} \times 2.5^4 = 48.4 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$L_r = 25.2 \times \frac{3.1416}{4} \times 2.5^2 = 123 \text{ (kg)}$$

$$P_r = 7.45 \times \frac{3.1416}{32} \times 2.5^4 = 28.5 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

第1表は以上に示した  $h$ ,  $R_r$ ,  $L_r$ ,  $P_r$  を(9)式に代入して電子計算機で求めたゴムつき標準30 cm 扇のバネ定数および固有振動数である。これらの固有振動数はこの換気扇の回転数が 1,180 rpm すなわち 19.7 c/s であるからほとんど回転数より上回っている。したがってこのままの形では回転アンバランスに対してよい構造とはいえない。モータの回転磁界のひずみに原因する回転脈動の周波数 100 c/s (電源 50 c/s) または 120 c/s (電源 60 c/s) に対しては, これらの固有振動数は約 1/2 以下であるから, これらの加振力に対しては効果がある。

### 2.2 非連成支持ならびに防振ゴムつき試作 30 cm 扇

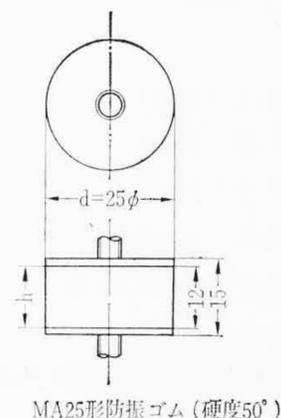
モータ・アーム振動系が完全に非連成系となれば, 弾性相乗積はすべて零になり, したがって次のような運動方程式になる。

$$\{X, Y, Z, \phi, \theta, \varphi\} = [K]^{-1} \{F_x, F_y, F_z, N_x, N_y, N_z\} \dots (10)$$

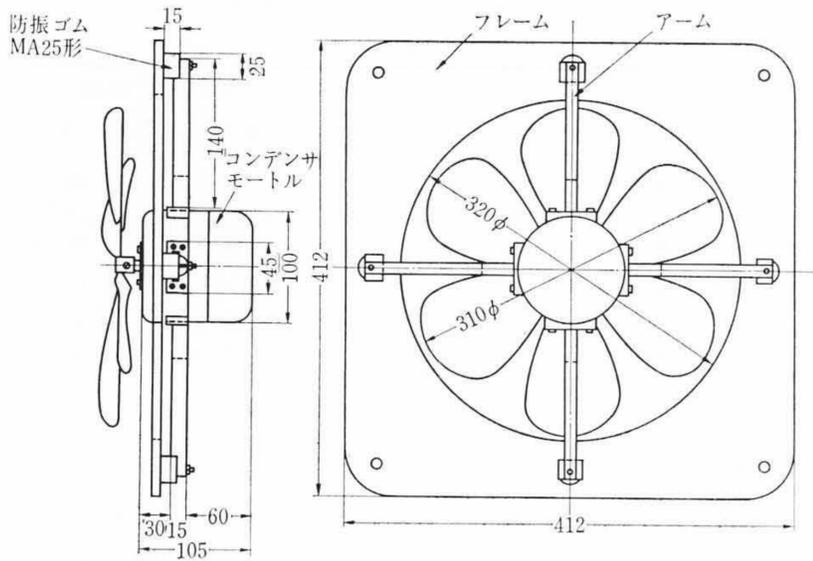
ここに  $[K]^{-1}$  は, 対角項が  $K_{11} - M\omega^2, \dots, K_{66} - I_z\omega^2$  で, 対角項以外はすべて零であるような行列の逆行列である。対角項以外はすべて零であるから,

$$X = (K_{11} - M\omega^2) F_x, \dots, \varphi = (K_{66} - I_z\omega^2) N_z \dots (11)$$

という変位と作用力と一対一の対応が成りたち, 加振した方向の振



第3図 防振ゴム寸法図 (MA25 形防振ゴム, 硬度 JIS 50度)



第4図 試作1号 30 cm 換気扇の略図  
(モータはコンデンサ・ラン形)

幅のみが現われることになる。したがってたとえばモータの電磁的原因による回転脈動の加振力  $N_z$  は回転脈動と同じ方向の回転変位  $\varphi$  のみにとどまる。ゆえに壁に直角な  $Z$  方向の直線変位あるいは  $X, Y$  軸の回転変位は少しも現われないことになり、完全な非連成支持をすることにより回転脈動の壁への絶縁が可能になる。

モータ・アーム振動系を非連成支持するためには、重心面内すなわち  $XY$  面内に弾性片であるアームを配置し、対称支持とすればよい<sup>(3)</sup>。アームを直交することにより  $a=b$  となり、

$$K_{11}=K_{22}, K_{44}=K_{55} \dots \dots \dots (12)$$

非連成系でアームを直交させた支持を行なった場合の系の固有振動数は次のような4個の独立な固有振動のみになる。

$$\left. \begin{aligned} f_1=f_2 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{11}}{M}}, f_3 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{33}}{M}} \\ f_4=f_5 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{44}}{I_x}}, f_{66} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{66}}{I_z}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (13)$$

かように4個のパネ定数  $K_{11}, K_{33}, K_{44}, K_{66}$  がわかれば、(13)式から簡単に固有振動数のすべてが求められる。

第4図に以上の原理にもとづいて、直線アームをモータ重心面内で非連成支持した試作1号30cm換気扇の略図を示す。

第5図に本試作扇の単独アームの寸法を示す。アームの断面はU字形をしているので、アームのパネ定数を求めるにはこのU字断面に関する2次モーメントを求める必要がある。

第5図において、U字断面を直線部と円弧部に2分し、各部分の図心よりU字断面全体の図心を求める。全体の図心の  $Z$  座標を  $\bar{Z}$  とすれば、直線部の図心  $C'$  と円弧部の接合部  $B-B'$  より円弧部の図心  $C''$  への距離  $e$  から次式を用いて  $\bar{Z}$  が得られる。

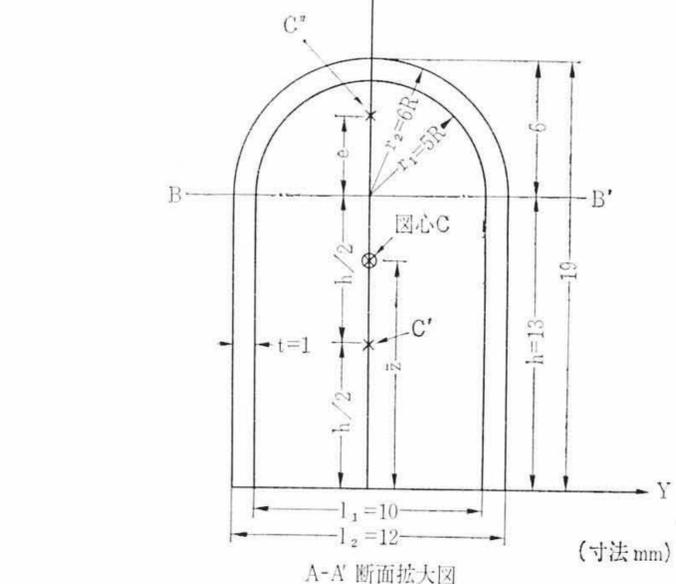
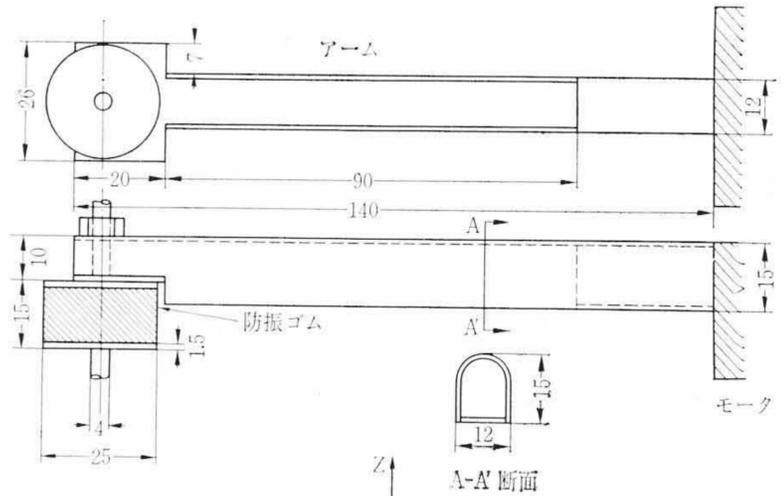
$$e = \frac{4(r_2^2 + r_2 r_1 + r_1^2)}{3\pi(r_2 + r_1)} \dots \dots \dots (14)$$

$$\bar{Z} = \frac{th^2 + \frac{\pi}{2}(e+h)(r_2^2 - r_1^2)}{2th + \frac{\pi}{2}(r_2^2 - r_1^2)} \dots \dots \dots (15)$$

- ここに、  $r_1$ : 円弧部の内径 (cm)
- $r_2$ : 円弧部の外径 (cm)
- $t$ : 直線部の厚さ (cm)
- $h$ : 直線部の長さ (cm)

$\bar{Z}$  が求めれば平行軸定理より各部の図心を通る断面2次モーメントより全体のモーメントが得られる。

図心  $C'$  を通り  $Y$  軸に平行な軸に関する直線部の断面2次モーメント  $I_{Y'}$  は次のとおりである。



第5図 試作1号 30 cm 扇の単独アームとアーム断面図

$$I_{Y'} = I' + A'a'^2 \dots \dots \dots (16)$$

図心  $C'$  を通り  $Y$  軸に平行な軸に関する円弧部の断面2次モーメント  $I_{Y''}$  は次のとおりである。

$$I_{Y''} = I'' + A''a''^2 \dots \dots \dots (17)$$

ここに  $I', I''$  は直線部、円弧部の図心を通り、 $Y$  軸に関する断面2次モーメントで、次式より求められる。

$$I' = \frac{1}{6} th^3 \dots \dots \dots (18)$$

$$I'' = 0.1098(r_2^4 - r_1^4) - \frac{0.283 r_2^2 r_1^2 (r_2 - r_1)}{r_2 + r_1} \dots \dots \dots (19)$$

また  $A', a', A'', a''$  は直線部、円弧部の面積および図心間距離で次式より求まる。

$$\left. \begin{aligned} A' &= 2th, & a' &= \bar{Z} - \frac{h}{2} \\ A'' &= \frac{\pi}{2}(r_2^2 - r_1^2), & a'' &= h - \bar{Z} + e \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (20)$$

最終的に求めるべき全体の断面2次モーメントは

$$I_Y = I_{Y'} + I_{Y''} \dots \dots \dots (21)$$

$Z$  軸に関する断面2次モーメント  $I_Z$  は

$$I_Z = \frac{1}{12} h(l_2^3 - l_1^3) + \frac{\pi}{32} (r_2^4 - r_1^4) \dots \dots \dots (22)$$

ここに、  $l_1, l_2$ : 直線部の外および内側幅

(14)~(22)式に第5図より求めた次の諸寸法を与えて  $I_Y, I_Z$  を算出する。

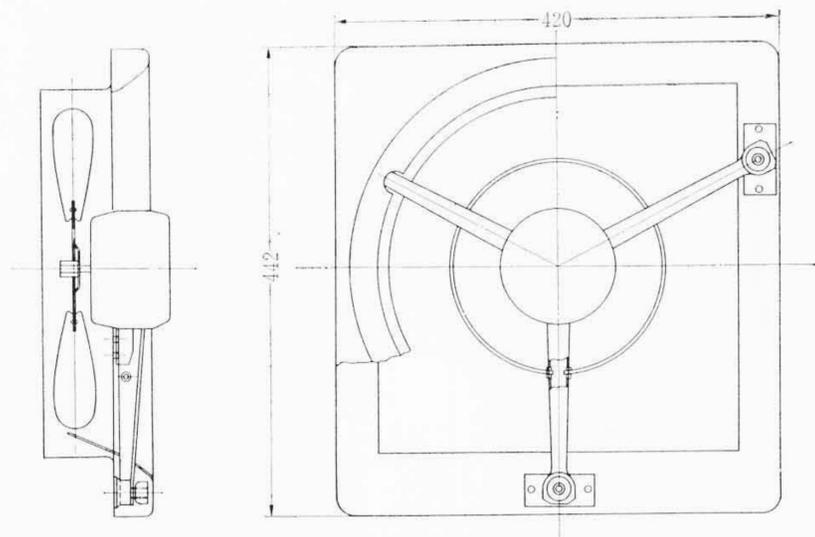
- $r_1=0.5$  cm,  $r_2=0.6$  cm,  $t=0.1$  cm,
- $h=1.3$  cm,  $l_1=1.2$  cm,  $l_2=1.0$  cm

これらの値を用いて(14)式より順次求めると、

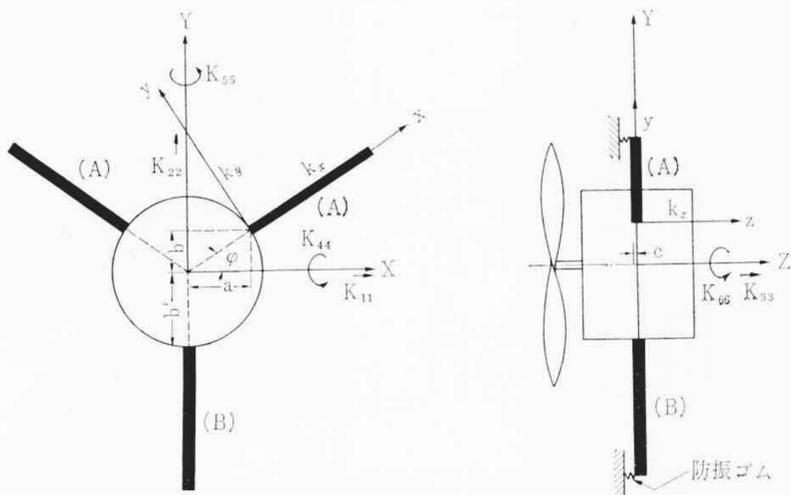
$$\bar{Z} = 1.0497 \text{ cm}$$

$$I_Y = 1.4803 \times 10^{-1} \text{ cm}^4$$

$$I_Z = 8.5451 \times 10^{-2} \text{ cm}^4$$



第6図 試作2号 30 cm 換気扇の略図  
(モータはコンデンサ・ラン形)



第7図 試作2号扇の固有振動数計算用説明図

X軸に関する断面2次極モーメント  $I_x$  は、

$$I_x = I_y + I_z = 2.3348 \times 10^{-1} \text{ cm}^4$$

これらの  $I_z, I_y, I_x, A (=A'+A'')$  を  $R_1, R'_1, L_1, P_1$  (この式は前報<sup>(4)</sup>に示す) に入れ、電子計算機でバネ定数を求め、 $M=1.62 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{s}^2$ ,  $I_x=I_y=1.95 \times 10^{-2}$ ,  $I_z=2.15 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$  を入れて計算機で求めた試作1号30 cm扇の固有振動数は第2表のようになる。

第2表の計算結果より、試作1号扇では回転数 1,310 rpm すなわち 21.9 c/s より各固有振動数のはるかに上にある。したがって回転アンバランスに基づく振動の伝達にはこの構造では十分な効果が期待できない。電磁的な回転脈動の 100 c/s または 120 c/s に対しては各固有振動数は約 1/2 に近いので十分防振効果が得られる。

第6図に3脚アームの試作第2号30 cm換気扇の略図を示す。試作2号扇はモータおよび羽根は1号扇と同じで、アームを4脚から3脚にし、防振ゴムの個数を減じてバネ定数を小さくするとともにアームとモータとの接続部の強度を増加させてある。

第7図は試作2号扇の固有振動数の計算を行なうための説明図である。アームが3脚になったため  $X, Y, Z$  座標系に対する弾性定数の変換が前報と多少異なる。主座標の  $X, Y$  を第7図のようにとると、弾性片(A)の座標間方向余弦は第3表のようになる。

弾性片(A)についての座標変換は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} k_{11} &= k_x l_1^2 + k_y l_2^2 + k_z l_3^2 = k_x \cos^2 \varphi + k_y \sin^2 \varphi \\ k_{22} &= k_x m_1^2 + k_y m_2^2 + k_z m_3^2 = k_x \sin^2 \varphi + k_y \cos^2 \varphi \\ k_{33} &= k_x n_1^2 + k_y n_2^2 + k_z n_3^2 = k_z \\ k_{23} &= k_x m_1 n_1 + k_y m_2 n_2 + k_z m_3 n_3 = 0 \\ k_{13} &= k_x n_1 l_1 + k_y n_2 l_2 + k_z n_3 l_3 = 0 \\ k_{12} &= k_x l_1 m_1 + k_y l_2 m_2 + k_z l_3 m_3 = (k_x - k_y) \sin \varphi \cos \varphi \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (23)$$

第2表 試作1号30 cm換気扇の振動計算値

方向	直線方向			回転方向		
	X	Y	Z	X	Y	Z
バネ定数	$9.651 \times 10^3$	$9.651 \times 10^3$	$2.047 \times 10^2$	$1.987 \times 10^3$	$1.987 \times 10^3$	$2.810 \times 10^3$
固有振動数	40.10	40.10	53.16	51.24	51.24	61.33

注: バネ定数単位は直線方向が  $\text{kg/cm}$ , 回転方向が  $\text{kgcm/rad}$   
固有振動数単位は  $\text{c/s}$

第3表 弾性片(A)の座標間方向余弦

	X	Y	Z
x	$l_1$	$\cos \varphi$	$m_1$
y	$l_2$	$-\sin \varphi$	$m_2$
z	$l_3$	0	$m_3$

弾性片(B)については、 $\varphi = -90^\circ$ ,  $l_1 = m_2 = 0$ ,  $l_2 = 1$ ,  $m_1 = -1$  より(23)式に入れて、

$$k_{11} = k_y, k_{22} = k_x, k_{33} = k_z, k_{23} = k_{13} = k_{12} = 0 \dots\dots\dots (24)$$

アーム全体の主座標  $X, Y, Z$  に対するバネ定数の対角項を求めると、

$$\left. \begin{aligned} K_{11} &= \sum k_{11} = 2(k_x \cos^2 \varphi + k_y \sin^2 \varphi) + k_y \\ K_{22} &= \sum k_{22} = 2(k_x \sin^2 \varphi + k_y \cos^2 \varphi) + k_x \\ K_{33} &= \sum k_{33} = 3k_z \\ K_{44} &= \sum (k_{22} c^2 + k_{33} b^2 - 2k_{23} bc) \\ &= 2(k_x \sin^2 \varphi + k_y \cos^2 \varphi) c^2 + k_x c^2 \\ &\quad + (2b^2 + b'^2) k_z \\ K_{55} &= \sum (k_{33} a^2 + k_{11} c^2 - 2k_{13} ca) \\ &= 2(k_x \cos^2 \varphi + k_y \sin^2 \varphi) c^2 + k_y c^2 + 2k_z a^2 \\ K_{66} &= \sum (k_{11} b^2 + k_{22} a^2 - 2k_{12} ab) \\ &= 2\{k_x (a^2 \sin^2 \varphi + b^2 \cos^2 \varphi) \\ &\quad + k_y (a^2 \cos^2 \varphi + b^2 \sin^2 \varphi)\} \\ &\quad - 4ab(k_x - k_y) \sin \varphi \cos \varphi + k_x a^2 + k_y b^2 \end{aligned} \right\} \dots (24)$$

このように3脚の場合、一般には6個の相異なる弾性対角項を持つが、直交4脚アームのように4個に低減できるかどうか検討する。すなわち、 $K_{11} = K_{22}$ ,  $K_{44} = K_{55}$  になるように工夫すればよい。

(24)式から  $K_{11} = K_{22}$  より

$$(k_y - k_x)(2 \sin^2 \varphi - 2 \cos^2 \varphi + 1) = 0$$

$k_y \neq k_x$  として、

$$2 \sin^2 \varphi - 2 \cos^2 \varphi + 1 = 0$$

$$4 \cos^2 \varphi = 3$$

$$\cos \varphi = \frac{\sqrt{3}}{2}$$

すなわち、 $\varphi = 30^\circ$  のとき対称性が得られ、 $X-Y$  平面上のバネ定数はいずれの方向にも等しくなる。

さらに  $\varphi = 30^\circ$  とすれば、第7図において、

$$a = \sqrt{3}b, b' = 2b$$

$$\therefore 2b^2 + b'^2 = 6b^2, 2b^2 + b^2 = 2a^2 \dots\dots\dots (25)$$

(24)式の  $K_{44}, K_{55}$  の式において、 $c^2$  に関する項は等しいから、残りの  $k_z$  に関する項も(25)式より等しくなり、

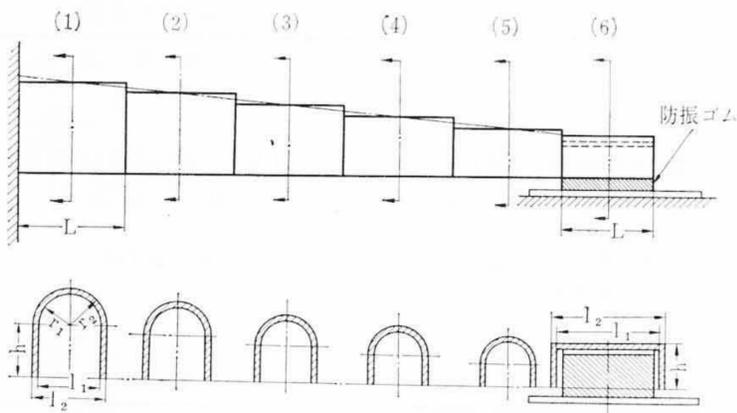
$$K_{44} = K_{55}$$

となって、 $X$  および  $Y$  軸まわりの回転バネ定数は等しくなる。

また  $c=0$  にしてモータを重心面内で支持すれば、弾性相乗係数は次の6個が残るが、第7図より数値を入れるとことごとく零になり、完全非連成支持が成り立つ。

$$K_{12} \sum (k_x - k_y) \sin \varphi \cos \varphi = (k_x - k_y) \left( \frac{\sqrt{3}}{4} - \frac{\sqrt{3}}{4} \right) = 0$$

$$K_{16} = \sum \{(k_x - k_y) \sin \varphi \cos \varphi \cdot a - (k_x \cos^2 \varphi + k_y \sin^2 \varphi) b\}$$



第 8 図 試作 2 号扇の単独アーム分割寸法図

$$\begin{aligned}
 &= \left\{ (k_x - k_y) \frac{\sqrt{3}}{4} a - \left( k_x \cdot \frac{3}{4} + k_y \cdot \frac{1}{4} \right) \right\} \times 2 + 2bk_y \\
 &= \left( -\frac{3}{2}b - \frac{1}{2}b \right) k_y + 2bk_y = 0 \\
 K_{26} &= \sum \{ (k_x \sin^2 \varphi + k_y \cos^2 \varphi) a - (k_x - k_y) b \sin \varphi \cos \varphi \} \\
 &= \left( k_x \cdot \frac{1}{4} + k_y \cdot \frac{3}{4} \right) a - (k_x - k_y) b \frac{\sqrt{3}}{4} \\
 &\quad - \left( k_x \cdot \frac{1}{4} + k_y \cdot \frac{3}{4} \right) a + (k_x - k_y) b \frac{\sqrt{3}}{4} = 0 \\
 K_{34} &= \sum k_z b = k_z (2b - b') = 0 \\
 K_{35} &= -\sum k_z a = -k_z (a - a) = 0 \\
 K_{45} &= -\sum \{ (k_x - k_y) c^2 \sin \varphi \cos \varphi + k_z ab \} \\
 &= -k_z b (a - a) = 0
 \end{aligned}$$

次に弾性片のバネ定数を求める。第 8 図のように試作 2 号扇の単独アームの形状はモータ側よりフレーム側に向かって次第に細くなっており、この変断面に対するバネ定数の計算にはアームを 5 分割して前報に述べた多段接続法を用いた。第 4 表にこのアームの分割寸法を示す。アーム各断面の 2 次モーメントには第 4 表の数値を (14)~(22) 式に入れて計算した。全体のバネ定数に対しては以上の計算で得た単独アームのバネ定数  $k_x, k_y, k_z$  に次の諸量を用いて計算した。

第 7 図において試作 2 号扇ではシャッタ連動スイッチ位置の関係上、 $\varphi = 30^\circ$  にすることができず、 $\varphi = 28^\circ$  にとどめてある。したがって 6 個の異なる固有振動数が現われることになる。

アームとモータの接続位置は第 7 図において、  
 $a = 4.8 \text{ cm}, b = 2.5 \text{ cm}, b' = 5.4 \text{ cm}, c = 0$

第 5 表は上記の計算を電子計算機で求めた結果である。防振ゴムの硬度は 50 度である。本試作扇の回転数は 800 rpm すなわち 13.3 c/s であるから固有振動数は回転数よりも 2 倍以上高い。回転脈動

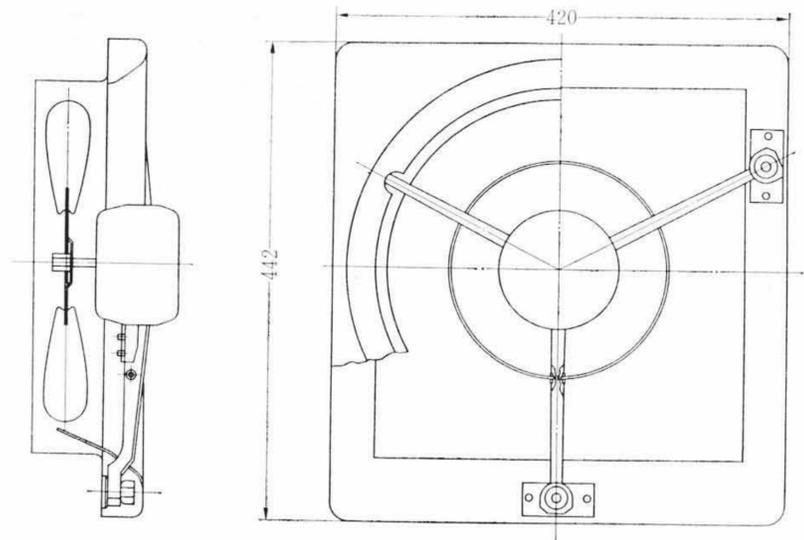
第 4 表 試作 2 号扇単独アームの各スパンの寸法 (cm)

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
$L$	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	2.5
$r_1$	0.85	0.8	0.75	0.65	0.55	—
$r_2$	1.0	0.95	0.90	0.80	0.70	—
$t$	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
$l_1$	1.7	1.6	1.5	1.3	1.1	3.2
$l_2$	2.0	1.9	1.8	1.6	1.4	2.9
$h$	1.5	1.25	1.05	0.8	0.65	1.2

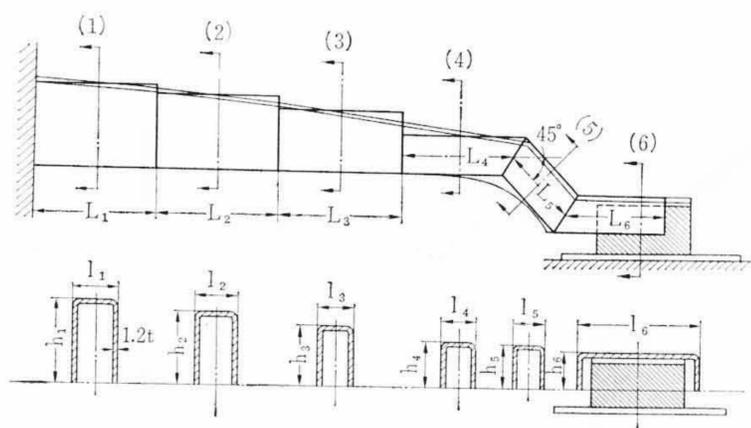
第 5 表 試作 2 号扇の振動計算値

方向	直線方向			回転方向		
	X	Y	Z	X	Y	Z
バネ定数	$8.56 \times 10$	$9.05 \times 10$	$2.50 \times 10^2$	$3.47 \times 10^3$	$3.84 \times 10^3$	$2.57 \times 10^3$
固有振動数	36.6	37.6	62.0	67.1	70.6	54.6

注：バネ定数単位は直線方向が kg/cm, 回転方向が kgcm/rad  
 固有振動数単位は c/s



第 9 図 試作 3 号 30 cm 換気扇の略図  
 (モータはコンデンサ・ラン形)



第 10 図 試作 3 号扇の単独アームの分割寸法図  
 (アーム断面は計算の便宜上コ字形にした)

の 100 c/s または 120 c/s よりいずれも約 1/2 前後にあるから、試作 2 号扇はモータの回転脈動に対し十分な防振効果を持つ固有振動数になっている。カッコ内数値は直交 4 脚の試作 1 号扇の固有振動数である。試作 2 号扇の固有振動数は X, Y 方向直線と Z 軸回転方向の固有振動数  $f_1, f_2$  および  $f_6$  が 1 号扇に比べて低くなったが、その他は逆に 2 号扇が高くなっている。これはゴムがせん断形であるので、XY 面内振動および同面内の回転である。Z 軸まわりの回転振動に対し、ゴムの個数が減じたことによるバネ定数の減少が固有振動数低下に寄与していることを示している。円筒形ゴムは円筒の軸方向すなわちここでは Z 方向に対してはほかの方向よりもかたく、さらに 2 号扇のアームは 1 号扇に比べてはるかにたわみにくいので、この両方の効果が Z 直線および Z 方向の線変位に関係のある X, Y 軸まわりの回転固有振動数の上昇をみたものである。

次に空気力学的なサイレン音を低下させ、Z 軸回転方向の固有振動数をさらに下げる目的でアームの横幅を狭くした試作 3 号扇について固有振動数を計算する。

第 9 図は試作 3 号扇の略図である。この図のように 3 号扇は 2 号扇とアームだけが異なりほかは全く同じものである。第 10 図に試作 3 号扇の単独アームの分割寸法図を示し、第 6 表には各分割寸法を示した。試作 3 号扇のバネ定数および固有振動数の計算は試作 2 号扇と全く同じ方法により行なった。その結果を第 7 表に示す。試作 3 号扇では 2 号扇に比べてバネ定数では  $K_{22}$  が少し小さく、 $K_{66}$  がかなり小さくなって、振動数は直線 Y 方向  $f_2$ , 回転 X, Y, Z 軸

第 6 表 試作 3 号扇単独アームの分割寸法 (単位: cm)

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
$L_i$	3.25	3.25	3.25	2.90	2.10	2.70
$l_i$	1.24	1.12	1.01	0.97	0.95	3.20
$h_i$	2.24	1.96	1.60	1.22	1.25	1.00

第7表 試作3号扇の振動計算値

方向	直線方向			回転方向		
	X	Y	Z	X	Y	Z
バネ定数	$8.98 \times 10$	$8.72 \times 10$	$2.87 \times 10^2$	$3.32 \times 10^3$	$3.40 \times 10^3$	$2.38 \times 10^3$
固有振動数	36.8	36.3	63.3	66.7	66.9	51.7

注：バネ定数単位は直線方向が kg/cm, 回転方向が kgcm/rad  
固有振動数単位は c/s

第8表 各種換気扇のバネ定数および固有振動数の測定値と計算値

扇種	測定/計算	直線方向			回転方向		
		X	Y	Z	X	Y	Z
標準 30cm 扇 (防振ゴムつき)	バネ定数 O	50	60	340	6,430	4,830	694
	C	52.40	71.63	304.4	6,531	4,752	630.8
試作1号扇	固有振動数 O	23	24	62	51	47	21.5
	C	23.7	26.2	58.1	51.7	43.28	20.03
試作2号扇	バネ定数 O	102	99	184	2,240	2,240	2,500
	C	95.5	95.5	204	1,980	1,980	2,810
試作3号扇 (RL-301)	固有振動数 O	41	40.5	48	52.5	52.5	58
	C	40.1	40.1	53.2	51.2	51.2	61.3
標準 30cm 扇 (防振ゴムなし)	バネ定数 O	78.5	80.0	280	3,220	3,300	2,280
	C	85.6	90.5	250	3,470	3,840	2,570
試作1号扇 (防振ゴムなし)	固有振動数 O	36	37	59	65	66	51
	C	36.6	37.6	62.0	67.1	70.6	54.6
標準 30cm 扇 (防振ゴムなし)	バネ定数 O	—	—	—	—	—	—
	C	89.8	87.2	287	3,320	3,400	2,380
試作1号扇 (防振ゴムなし)	固有振動数 O	—	—	—	—	—	—
	C	36.8	36.3	63.3	66.7	66.9	51.7

注：Oは測定値, Cは計算値  
バネ定数の単位は直線方向が kg/cm, 回転方向が kgcm/rad  
固有振動数単位は c/s  
—は計算上2号扇とあまり変わらないこと, 構造上も大差ないことから  
2号扇とほとんど変化がないものとして実測していないことを示す

まわりの固有振動数が多少低くなっている。しかしいずれの固有振動数も試作2号と3号扇ではあまり変化していないといえることができる。

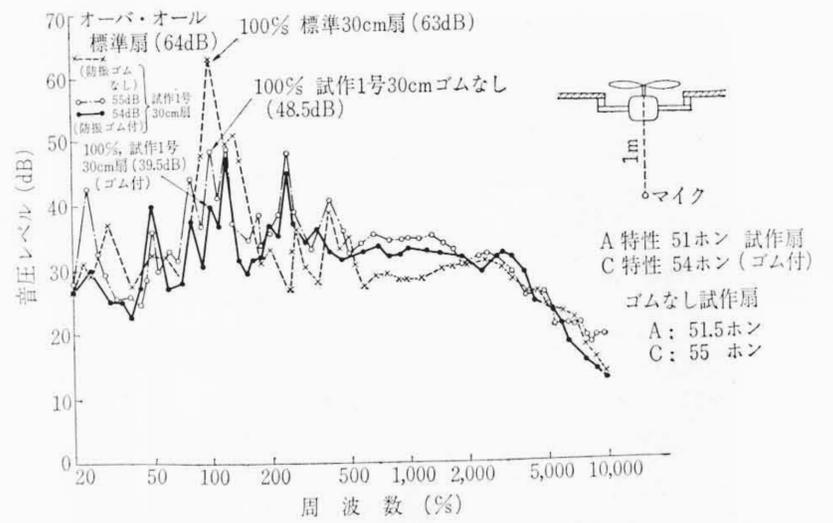
結局, 試作した3個の非連成支持の直線状アームを持つ換気扇および標準30cm扇に防振ゴムをつけた場合の固有振動数はいずれも回転数以下にすることはできないが, いずれもモータの電磁的原因による回転脈動の100 c/sの加振振動数よりほぼ70%以下になり, モータの回転脈動に対して防振上満足すべきものといえよう。

### 3. 振動および騒音の実験結果

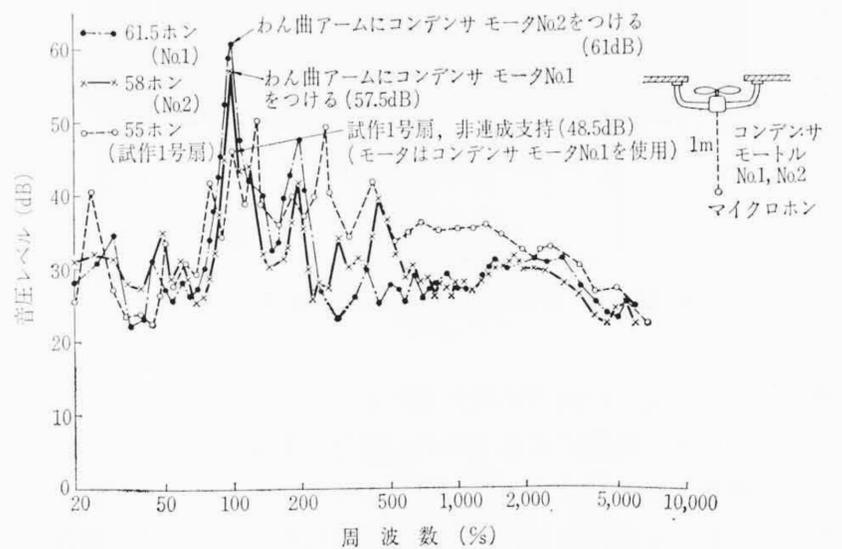
#### 3.1 バネ定数および固有振動数

バネ定数の測定にはバネばかりにより力を加え, ダイアルゲージで変位を読み, その関係をグラフに表示して求めた。固有振動数は直線および回転方向に電磁石により交番加振力を加え, 振幅の共振特性より求めた。

第8表に防振ゴムつき標準30cm扇, 試作1号および2号扇の3個の換気扇について, 直線および回転各方向のバネ定数および固有振動数の測定値と計算値とを示してある。この表から実測値と計算値とはかなりよい一致が得られた。試作1号および2号扇の実測値において, X, Y直線方向のばね定数は防振ゴムの個数の少ない2号扇のほうがともに小さく, 固有振動数も3脚の2号扇のほうが10%程度低下している。試作2号扇のZ直線方向のバネ定数および固有振動数は計算結果についても述べたようにともに1号扇より上昇している。Z方向に対してはゴムの個数の減少よりもアームの剛性のほうが影響していることになる。試作1号と2号のXおよびY軸方向では1号扇のほうがバネ定数および振動数ともに低い値を示している。Z軸回転方向の固有振動数は2号扇では1号扇より12%程



第11図 30cm標準扇, 試作1号扇の騒音特性の比較



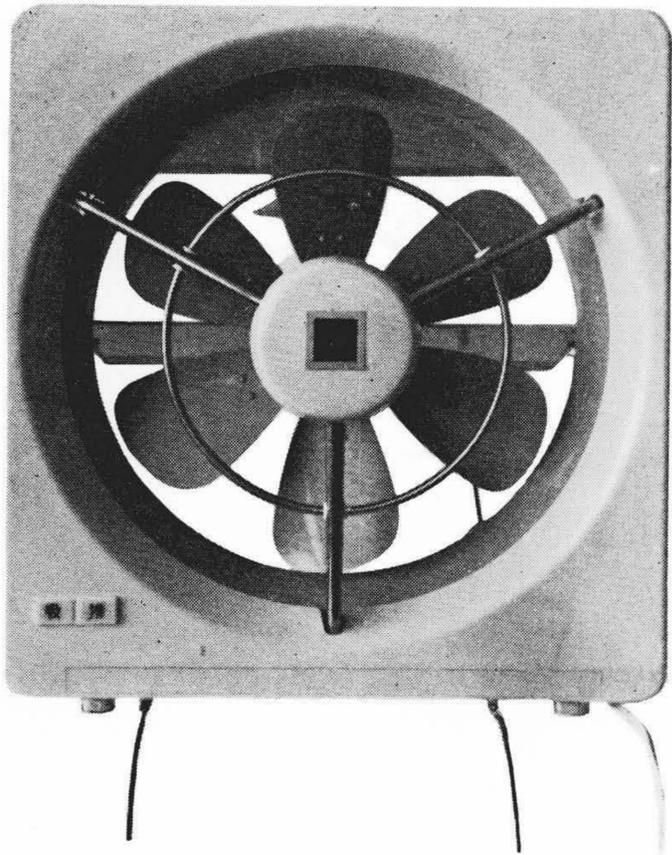
第12図 アームの支持法による騒音特性の変化

度低下している。試作1号, 2号扇の固有振動数の計算値および測定値はかなりよい一致が得られているといえよう。試作3号扇の固有振動数は2号扇と構造上それほど違ってないので計算のみにとどめたが, 他種換気扇と同様に測定値と計算値とのよい一致が得られよう。

#### 3.2 騒音特性

騒音の測定には, 各種換気扇を2m×1.5m×50mm木製板(バップル板)に取り付け, これを無響室の中央に垂直に立て, 換気扇モータより1m後方において Brüel & Kjaer社製マイクロホンおよび周波数分析器により, 騒音レベルおよび音圧レベルの周波数特性を測定した。第11図は従来の標準形30cm換気扇, 試作1号換気扇に防振ゴムを付けない状態および付けた状態の騒音レベルおよび周波数特性を示す。オーバ・オール騒音レベルは標準扇がC特性で63ホン, 試作1号扇では54ホン, ゴムなしでは55ホンとなり, 10ホンだけ騒音レベルが低下した。この原因はモータの回転脈動の成分である100 c/sのピークが大幅に低減したためである。100 c/sの成分に着目すると, 標準扇では63dB, 防振ゴムを付けない試作1号扇ではそれより14.5dB低い48.5dBで, 防振ゴムを付けた試作1号扇ではさらに9dB低い39.5dBになっている。

理論上完全非連成系にすれば, 回転脈動がZ軸まわりに発生しても軸方向などの非連成方向には振動が伝達しないことは(10), (11)式に見られたとおりであるが, 実際の構造では弾性相乗積が零になりにくいので基礎への伝達が行なわれることになる。この効果が100 c/sの48.5dBのピークとして現われたものであろう。防振ゴムによる9dBの減音効果は, ゴム自身が複素バネ定数を持つので, バネ定数が小さくなって基礎への伝達率が小さくなったことと, 防振作用すなわちゴムの境界面における特性インピーダンスのミスマッチングにより反射でゴム内を往復する100 c/sの固体伝達波の減



第13図 新形低騒音吸排換気扇 RL-301形

衰作用によるものの両方が考えられる。

次にモータの種類による100 c/s成分の実験上の比較について述べる。標準30 cm扇はくま取り線輪形モータを防振ゴムで浮かせ、モータ外わくを曲げたアームにより支持したものである。試作1号～3号まではコンデンサモートルを使用した。

第12図は弯曲したアームにコンデンサモートル No.1 および No.2 を取り付け、防振ゴムを一切用いない状態でバッフル板に付けたときの騒音の周波数特性を比較したものである。100 c/s成分は2個のモータにより異なり、No.1は57.5 dB、No.2は61 dBで両者には3.5 dBの差がある。この図では一見コンデンサ・モートルは、回転脈動の100 c/s成分および200 c/s成分がかなり大きく、効果が少ないように見えるが、標準扇のくま取り線輪形には防振ゴムがあり、コンデンサ・モートルには付けてないので加振源としての後者は前者に比べて大きいことが推定できる。

試作1号扇は上記コンデンサ・モートル No.1 を用いたので、第12図に示すように、同一モータを用いた弯曲アームの場合と試作1号の非連成支持の直線アームでは100 c/s成分が57.5 dBから48.5 dBと9 dBの差が現われている。すなわち非連成支持の騒音低減効果は9 dB前後とみてよい。

以上のような過程を経て、固有振動数およびバッフル板による騒音の測定結果より試作3号扇を第13図のような新形低騒音換気扇 RL-301 形として製品化した。バッフル板に取り付けた場合は伝達した振動の音響放射としてはかなり過酷な試験法であるといえる。一般家庭および業務用の換気扇取付法を想定して、コンクリート壁、ガラス窓、木製壁などに RL-301 形を付けて騒音の測定を行なったが、いずれの場合にも100 c/s成分は全然現われなかった。

#### 4. 結 言

家庭用換気扇の騒音成分中最も大きいモータ回転脈動を防振する方法について理論および実験により検討した。その結果壁に取り付けた状態でもモータ音のほとんど現われない新製品 RL-301 形低騒音換気扇を製品化することができた。

新形換気扇 RL-301 形はモータを重心面内で3本の直線状アームにより非連成支持し、回転脈動の伝達をその加振方向のみにおさえる方法を用い、さらにアームとフレーム間に円筒形防振ゴムを用いてモータ音の伝達を低減させるという防振支持法を採用してある。加振源であるモータを従来のくま取り線輪形からコンデンサ・ラン形に変え、いっそう回転脈動の減少を図ってある。

本研究にあたり社内における共同研究を通じて有益かつ活発なご討議およびご指導をいただいた日立製作所中央研究所明山部長、多賀工場白石部長、岐部部長、藤井課長、日立研究所北川部長、小堀主任研究員に対し厚くお礼申し上げます。また実験に献身的にご協力いただいた三森、清野両所員に厚く感謝の意を表する。

#### 参 考 文 献

- (1) 平松：日立評論 45, 1649 (昭38-10)
- (2) 日本機械学会編：第104回振動講習会資料, 43 (昭33-5)
- (3) 日本機械学会編：機械振動とその対策, 第2集, 130 (昭29-5)



登録新案第712938号

### 新 案 の 紹 介



沢 幡 寅 治

### 電 気 炉 用 変 圧 器 の 端 子 接 続 装 置

この考案は電気炉用変圧器の二次側端子と電気炉側入力端子導体とを接続するため変圧器の二次側端子導体に取り付けた接続装置に関するものである。

電気炉の入力端子導体4と変圧器二次側端子導体8をその両面より挟圧するように設けられた接触板10とそれらをペローズ11を介して支持する当板12によって構成され、流通管19を通してペローズ11内に圧油を供給して接触板10による接触圧力によって両端子導体4, 8の接続を行う端子接続装置において、何らかの原因で油圧が低下し、接触圧力が減少した場合も安全に接続を維持できるようにしたもので、当板12と接触板10間にわずかな間隙を残して接触板10又は当板12に突起20を設け、油圧が低下した場合、ボルト17および15を締め付けて、引き続いて両端子導体4, 8と接触板10間に適当な接触圧力を保持しようとするものであり、安全上極めて有効なものである。

(小 島)

