



送風機ハンドブック



株式会社 **タニヤマ**

目次：

記号	内 容	頁 数	記号	内 容	頁 数
/	まえがき	/	F-7	機種及形式の選定条件	30～33
F-1	送風機の分類	1～5	F-8	試験方法略図	34
	軸流送風機	6		性能試験成績表	35～36
	直流・貫流送風機	7～8	F-9	据付及ダクト系との接続	37～41
F-2	仕様表示項目	8		据付運転チェックリスト	39～40
	送風機の全圧と静圧の関係	9～15		ダクト系との接続注意事項	42～50
	軸動力及送風機効率	16～17		NJA技術資料	51～57
	GD ² の求め方と計算例	18～19	F-10	運転管理	58
F-3	機種別特性曲線及特長	20		冷房負荷	59～62
F-4	装置抵抗と作動点ほか	21～25	F-11	タニヤマ送風機寸法表	63～73
F-5	連合運転特性	26～28		完成品重量曲線図	74
F-6	風量制御方法	29	F-12	ヘルツ分布図	75

まえがき：

空調システムにおける送風機の役割りは極めて重要であることはよく理解されながら、簡単な機械であるため、その取扱い・使用方法・設置方法等については、つい軽視されるのがつねのようである。

基準に従った正しい試験方法でテストされた送風機を、実際に空調ダクト系に設置して運転しても、メーカーのデータ通りの風量が得られないということをよく耳にする。実際に、現場で得られた風量がメーカーのデータ通りになることはまれであって、データより減少している場合が非常に多い。

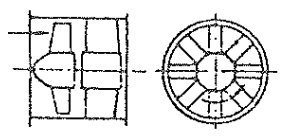
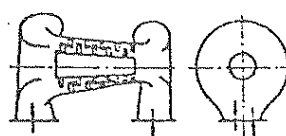
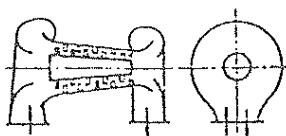
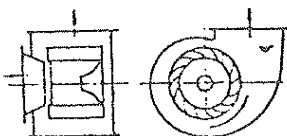
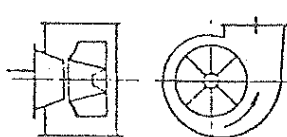
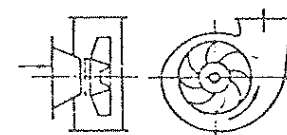
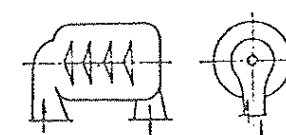
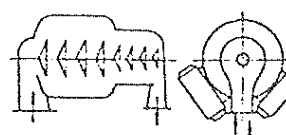
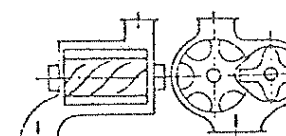
計画当初に送風機の特性和ダクト系との関係等を十分に理解して、適正な送風機の選定と適正な設置を行えば、このようなトラブルを生ずることはない。

この、大切な役割りをもつ送風機について、その種類・特性・取扱い方法等について述べる。

F-1 送風機の種類

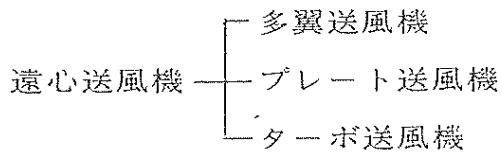
・ 圧力による区分

図-1 圧縮機・送風機の種類

名称		送風機		圧縮機	
		ファン	ブロワ		
種別	圧力	1000 mmAq 未満	1以上 10 mAq 未満	1 kg/cm ² 以上	
	軸流式 ターボ形式	軸流			
多翼			/		
ラジアル					
ターボ					
回転積形式	ルーツ	/		/	
	可動翼				
	ねじ	/			
	往復式			/	

・羽根の形状による分類

通常用いられている送風機は次のような種類のものである。



- 軸流送風機—
- 直流送風機—
- 貫流送風機—

遠心送風機の翼車の羽根の形状を表-2に示す。

図-2 遠心ファンの種類と羽根

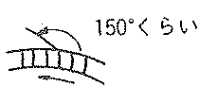
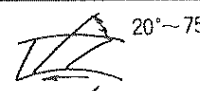
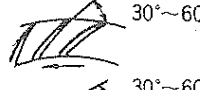
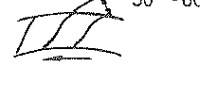
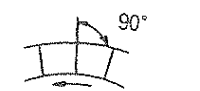
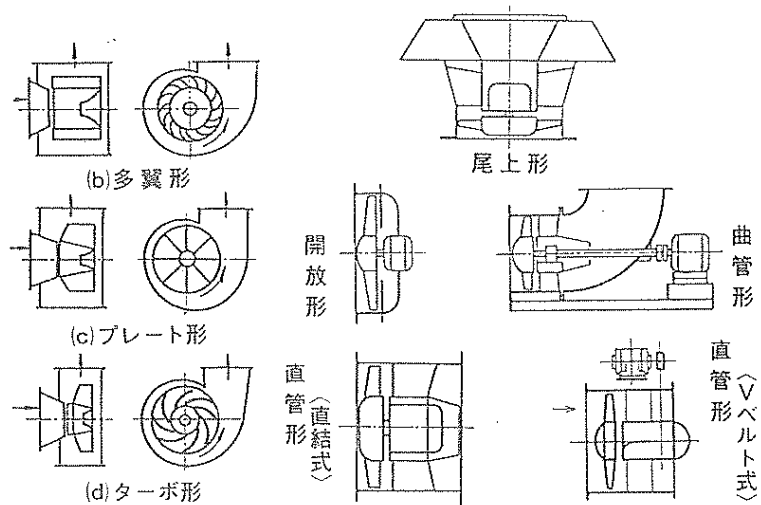
形	名称	形状	羽根数
羽根の形状	前向き 多翼ファン (MAF)	 150°くらい	40~64
	後向き ターボファン (HAF)	 20°~75°	12~24
	翼形ファン (LAF)	 30°~60°	6~16
	リミットロードコノイダルファン	 30°~60°	6~24
径向き プレートファン (PAF)	 90°	6~12	

図-3 送風機の構造図



・前向き羽根

一般に多翼送風機と呼ばれているもので、羽根車に多数の前向きの短い羽根をもっている。送風機効率は55～68%とあまり高くなく構造上高速回転はできないが、同一風量で同一圧力のもとでは他の機種に比べて最も小型で騒音も少いので100mmAq以下の低圧用に多く使用されている。構造図を図-3に示す。送風機の特性は圧力と風量で表わされるが、多翼送風機の特性曲線の例を図-4に示す。

ここに示すように性能曲線に山があり、この頂点から左側の部分では送風系の抵抗が、わずかに変動して風量が減少すると圧力も減少し、さらに風量も減少することになり不安定な運転状態になる。これをサージ現象と呼ぶが、多翼送風機の欠点の一つである。したがって選定に当たっては山の右側、それも最高効率点を少し過ぎた辺りで送風系の抵抗曲線と交るようにしなければならない。

また動力曲線は右上りの曲線で示されている。これは風量の増大とともに動力も増加することを示し、もし計画よりも送風系の抵抗が過少であった場合に電動機がオーバーロードになる可能性がある。したがって電動機の選定に当たっても多少余裕(10～15%)を見込む必要がある。

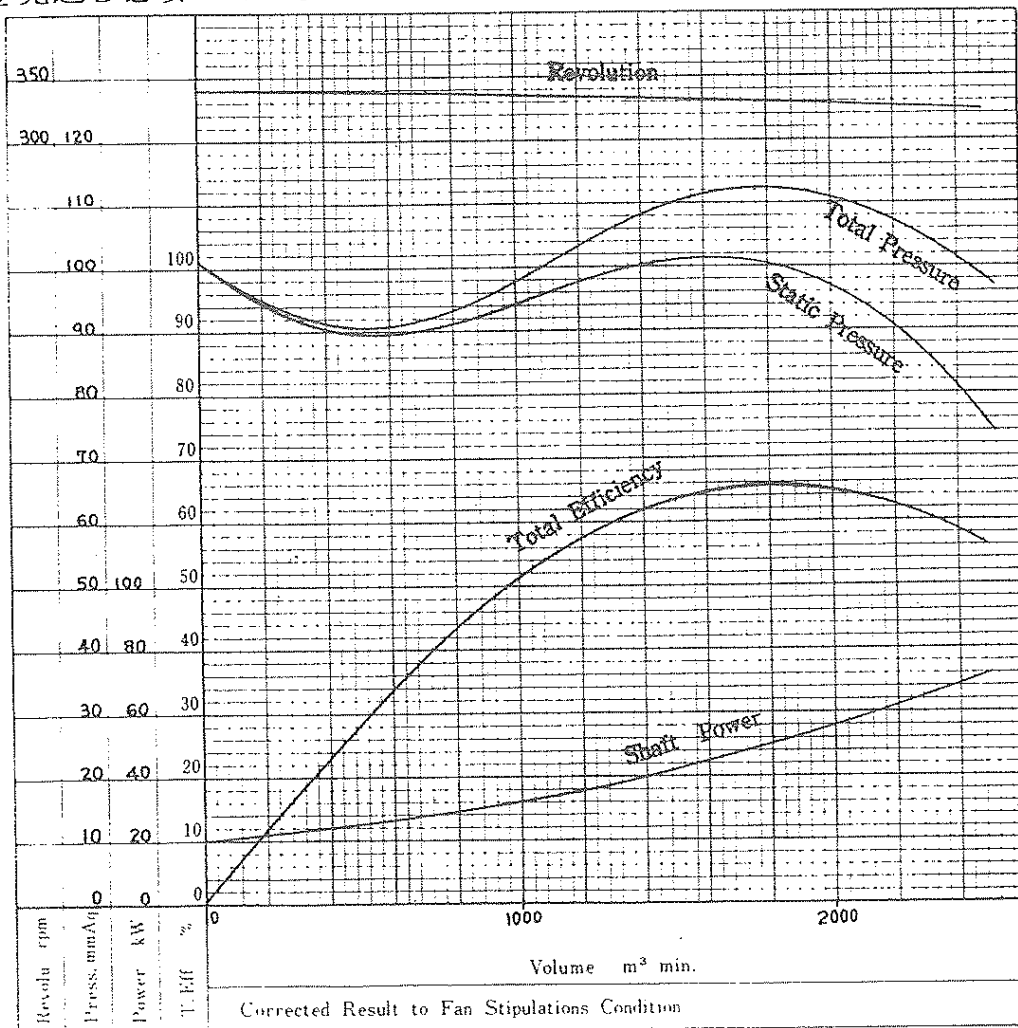


図-4 多翼送風機性能曲線の例

・後向き羽根〈ターボファン、翼形ファン、リミットロードファン〉

比較的長い後向の羽根をもち羽根の数は8～24枚と多翼送風機に比べて少い。羽根は1枚の鉄板でつくられたものと翼形に整備されたものがある。〈谷山鉄工所製の場合は翼形をリミットロードファンと呼んでいる。〉

多翼送風機に比べ全体が堅固につくられているので高速回転に耐え効率も80%程度に達し、高圧用として使用される。

性能曲線は図-5に示すように谷をもつことがなく、単純な右下りの曲線かまたわずかな山形をなす。動力曲線は効率最大点よりやや、右側で極大となるゆるやかな山形をしている。したがって多翼送風機の場合のように抵抗が減少して風量が増大しても電動機のオーバーロードはない。これからリミットロードファンの呼び名が出ている。

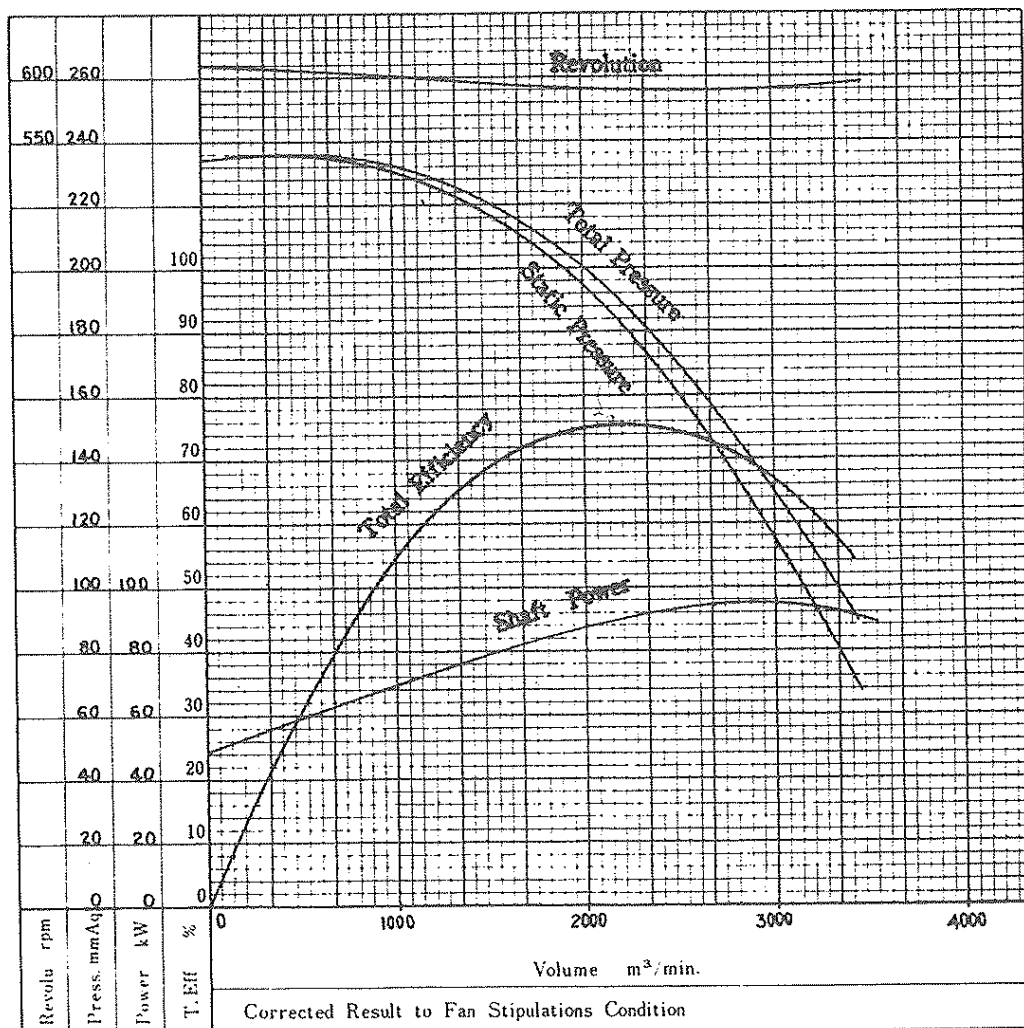


図-5 リミットロード送風機性能曲線の例

・径向き羽根〈プレートファン〉

外観、型式などすべて多翼送風機と同じであるが、羽根が半径方向に平板で数6～12枚程度である。効率・騒音その他送風機としての特性はよくないが形状が簡単で且つ羽根車の強度大である。

粉塵および異物を含んだ空気を取扱う場合ならびに空気輸送装置に用いられる。

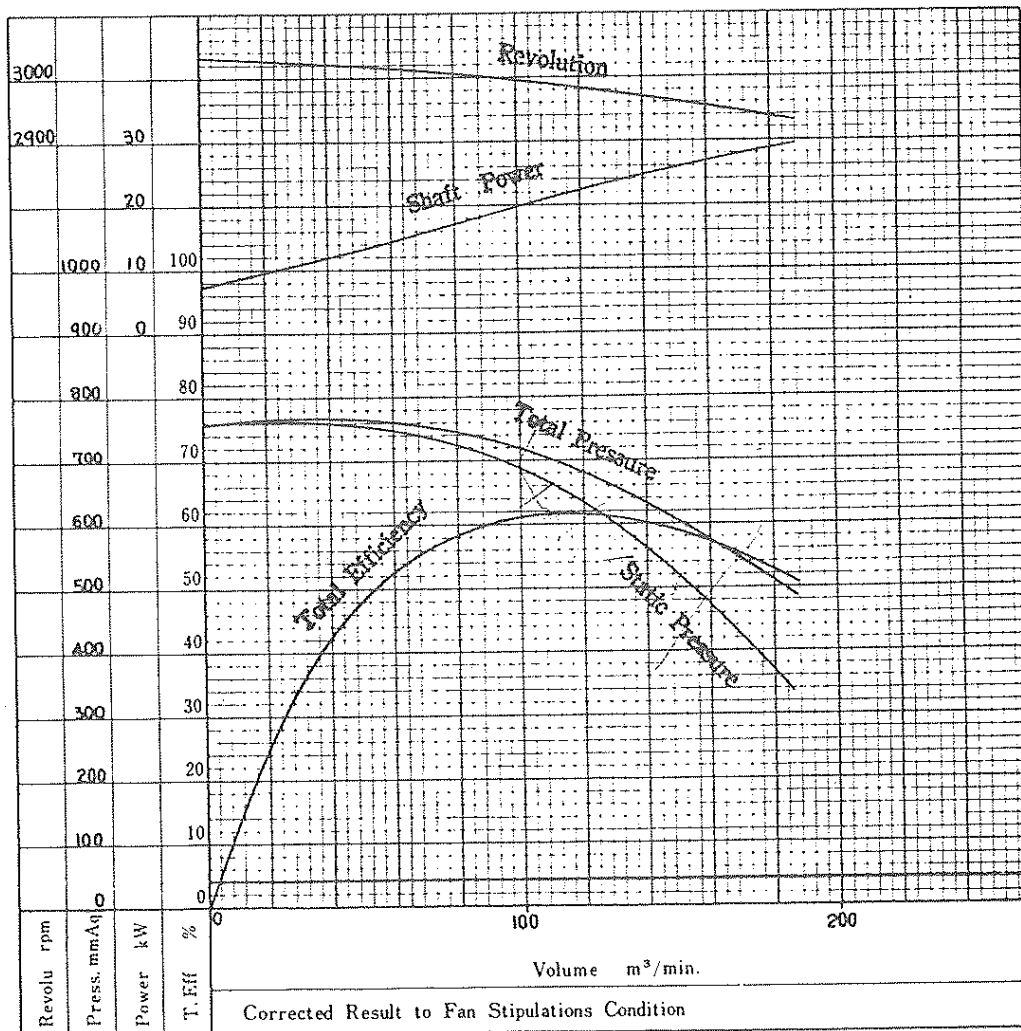


図-6 プレート送風機性能曲線の例

・軸流送風機

図-7に一例を示すように筒の中にプロペラ型の羽根車を高速回転させ、軸方向に通風するもので風導の途中に簡単に取付けることができる。動力曲線は他の機種と異なり圧力の増大(風量は減少する)とともに増加するので送風系に過大な抵抗をつけるようなことがないように(例えばダンパを閉じたまま運転を開始するなど)注意する必要がある。また一般に騒音が高い。また軸流送風機でも前記の筒を省略したいわゆるプロペラファンと呼ばれるものは家庭用の換気扇として非常に多く用いられているが圧力が小さい。したがって通風系に一寸した抵抗や外部から送風の風圧を受けると風量が激減し、換気の機能を失うので取付場所や外風の遮風板などに考慮を払う必要がある。

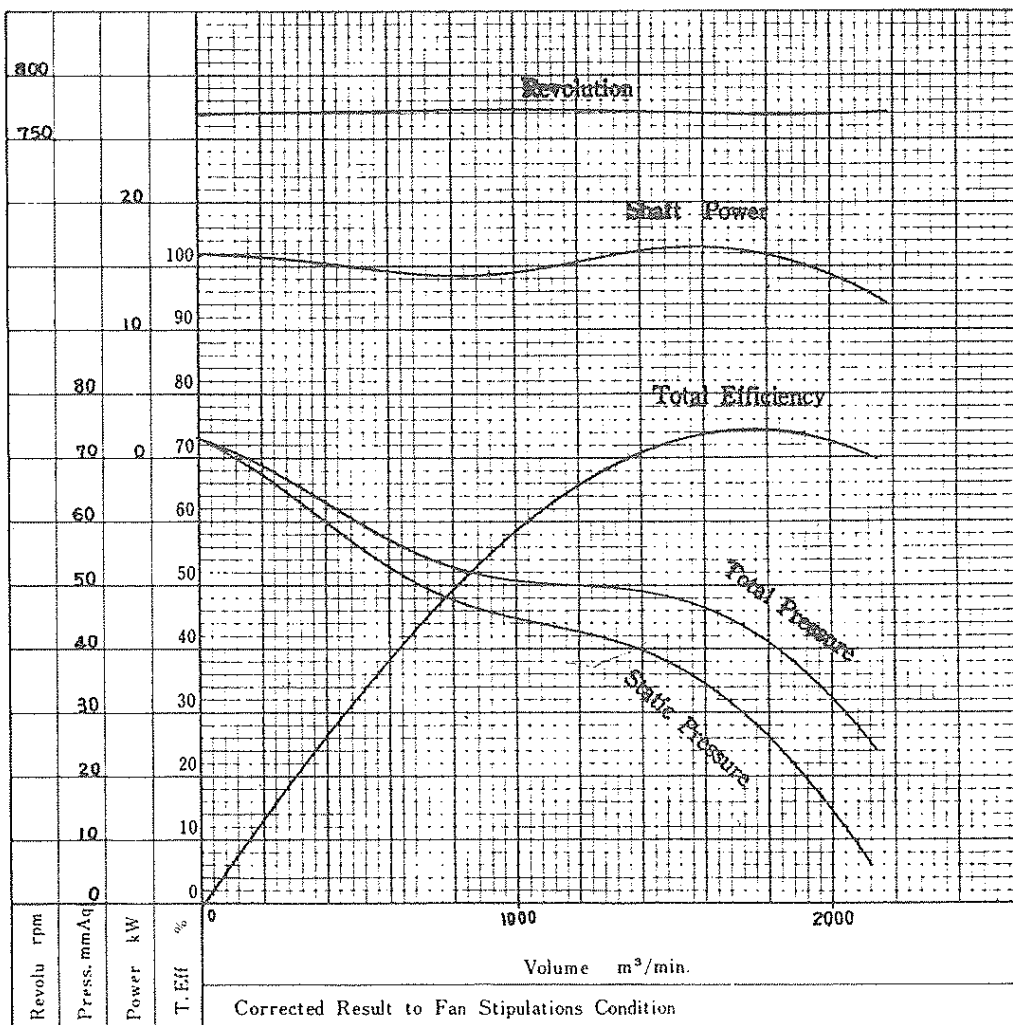


図-7 軸流送風機性能曲線の例

・直流送風機〈セントリーラインファン〉

外観は軸流送風機に似ているが、後向の羽根をもち、羽根に翼形を採用しているの
 で、軸流式でありながら低騒音である。〈谷山鉄工所製の場合セントリーラインファン
 と呼ぶ〉軸流送風機では、圧力・騒音の点から不利であるが、据付面積が小さく、
 簡易に取付けられる利点を取入れ、翼形の羽根車であるから、圧力も100～150mmAq
 まで容易に得ることができる。

圧力曲線は軸流式のように谷の部がなく、常降性の安定した曲線である。

また軸流式で動力特性がリミットロード形である。

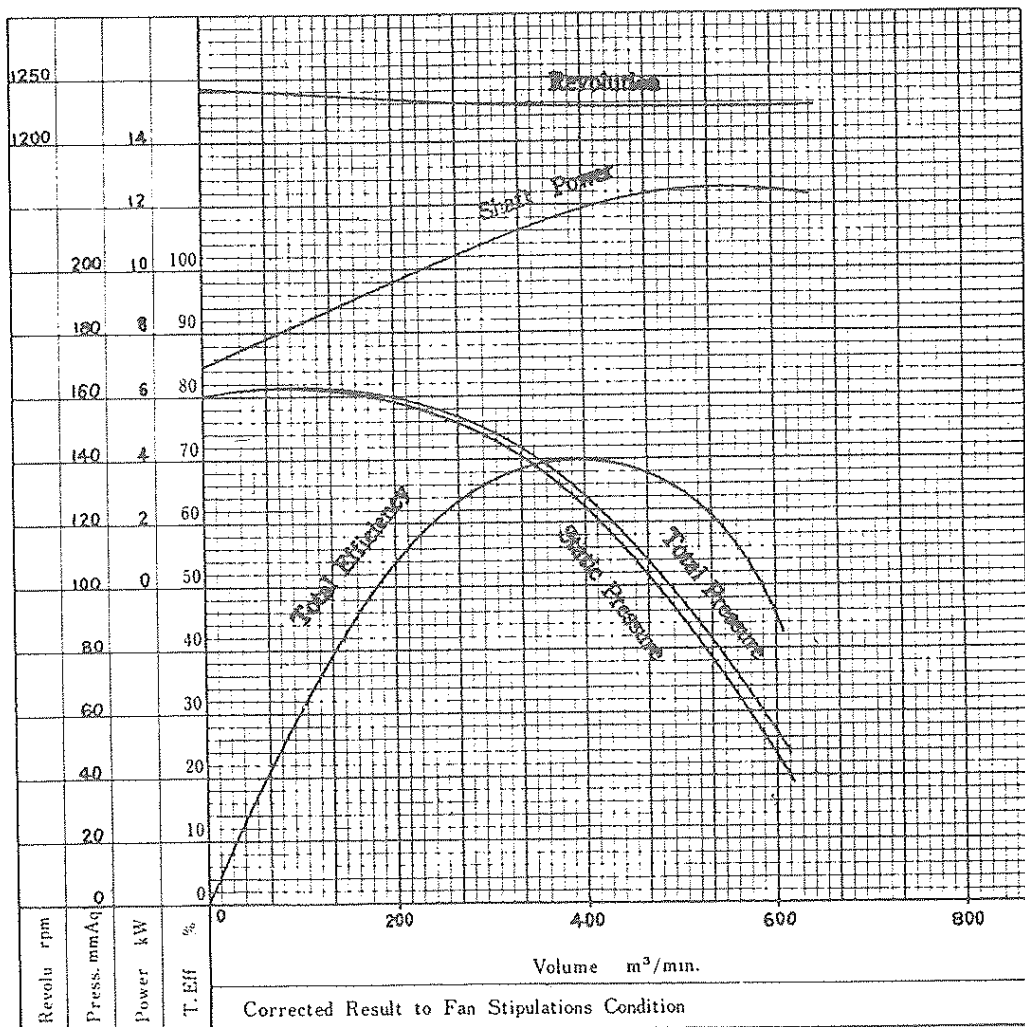


図-8 セントリーライン送風機性能曲線の例

・貫流型送風機

クロスファンとも呼ばれ、形状は多翼送風機に似ているが羽根の軸方向巾が直径に比べて大きく、気流は軸に直角な方向から吸込まれる。

一般に圧力は低く効率もよくないが、巾の広い膜状の気流が得られるので簡易なエアカーテンとしてよく用いられている。

また送風機の厚さが小さいので小型のファンコイルや、ルームエアコンデショナの室内側送風機、サーキュレータ(室内循環扇)としても使用されている。

・構造形式による種類

- ・吸込方式……………片吸込、両吸込
- ・軸受支持方式……………両持式、片持式
- ・駆動方式……………Vベルト掛式、直結式、直動式
- ・縦形、横形
- ・耐熱構造
- ・耐蝕構造

F-2 仕様表示項目

・大きさ

ケーシングを含めた送風機の大きさを表わすために呼び番号を用い、ふく流送風機では羽根車外径150～152mm(6吋)をもってNo.1とし、軸流送風機では口径をそのまま表示する機会が多いが時には、100mmをもってNo.1とされているものがある。

・風量

一般に m^3/min 単位で表示している。

空調用送風機としては $1\text{m}^3/\text{min}$ から $10,000\text{m}^3/\text{min}$ 程度のものがある。

・風圧

ファンの発生する圧力は、大気圧(約 $1\text{kg}/\text{cm}^2$)に比較すると極めて低い圧力で一般に水柱であらわされている。

いま、U字管の中に水をいれて一方の口から息を吹きこむと、図-9のような水位差ができる。これはU字管のなかの水に空気の圧力を加えたことによるもので、空気の圧力は水の高さ(水柱)であらわせることを示す。

例えば、断面積が 1m^2 の容器に高さ1m迄水を入れた場合この容器内の水の体積は 1m^3 となりその重量は $1,000\text{kg}$ となる。次にこの容器に100mmの高さ迄水を入れた場合の水の重さは 100kg となる。

これをい、かえると水の高さ(水柱)が100mmのときには、 1m^2 当り 100kg の圧力がかかっていることになり、記号で示すと $100\text{kg}/\text{m}^2$ となる。同様に水の高さ(水柱)が1mmのときは $1\text{kg}/\text{m}^2$ となる。

すなわち水柱1mmは $1\text{kg}/\text{m}^2$ の圧力と同一である。

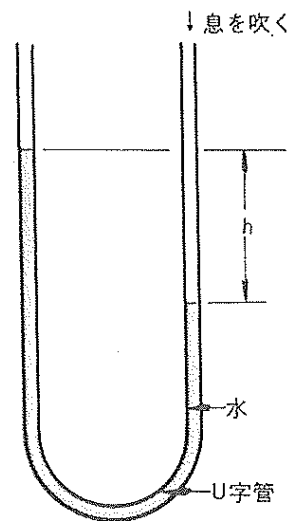


図-9

・送風機の全圧と静圧の関係

・送風機全圧

送風機全圧 P_T とは、送風機によって与えられる全圧の増加量で送風機の吐出口と吸込口における全圧の差で表わす。

$$P_T = P_{t2} - P_{t1} = (P_{s2} + P_{v2}) - (P_{s1} + P_{v1})$$

$$= (P_{s2} - P_{s1}) + (P_{v2} - P_{v1})$$

・送風機静圧

送風機静圧 P_s とは、送風機全圧から送風機吐出口における動圧を差引いたものである。

$$P_s = P_T - P_{v2}$$

$$= P_{s2} - P_{s1} - P_{v1}$$

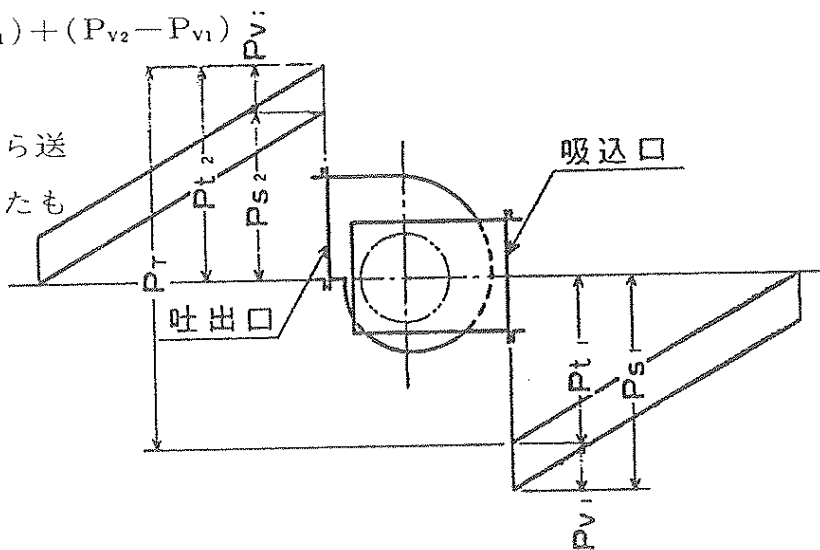


図-10

・ 静圧<STATIC PRESSURE>

送風機の役目は、空気のある場所から所定の個所へ送ったり、よごれた部屋の空気を吸込んで大気中に放出したりするものであるが、そのためには空気を通す風導管<ダクト>が必要である。空気がダクトの中を通るときダクトには空気を通すまいとする抵抗力が働く。この力をダクト<装置>抵抗というが、送風機から送り出された空気は、この抵抗に打ち勝って進まなければならない。

ある風量を送りたいとき、

- (1)ダクト断面積が小さければ小さい程、い、かえればダクトを通過する風速が速ければ速い程、
- (2)ダクトの長さが長い程、
- (3)ダクトの曲管部や、無理な形状寸法の変化が多ければ多い程、

このダクト抵抗は大きくなる。またダクト系の中に色々な障害物<コイル、フィルタ、ダンパ等>があれば、さらにダクト抵抗が増大するのは勿論である。このダクト抵抗に打ち勝って所要の箇所迄風量を運ぶために必要なものが送風機のもっている静風圧という能力である。

またダクトの一端を封じて片方から送風機で空気を押し込む時に生ずる圧力も静圧で、この場合は一方が封じられているからダクトの中には空気の流動がなく、このように空気の流動のない時にも生ずる圧力であるから静圧と呼ぶ。給水配管の水圧試験を行なう時の配管中の圧力も静圧である。

静圧は図-11に示すようにダクト表面に直角な穴を開けこの差込口にゴム管をつなぎ、ゴム管の他端はマンオメータに接続する。

マンオメータは圧力を測る器具で一般にはガラス管をU字型にまげて、この内部に水を入れたものが多く用いられる。

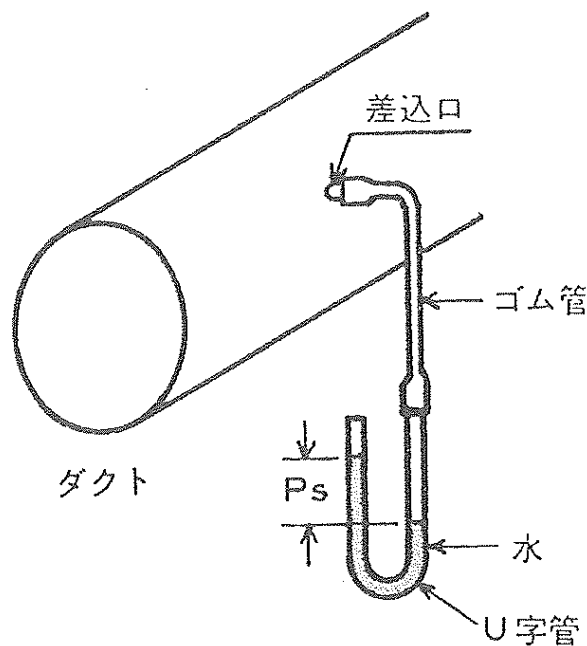


図-11

・動圧<VELOCITY PRESSURE><速度風圧>

送風機は風を送る機械であるから当然そこには速度というものを考えねばならない。送風機の発生する全圧力のうちその一部が静圧で残りが風の速度になる。この速度を圧力におきかえたものが動圧<速度風圧>である。

風の速度を圧力におきかえるには次式による。

$$P_v = \frac{V^2}{2g} \cdot \gamma$$

標準状態の空気は次による。

$$P_v = \left(\frac{V}{4.03} \right)^2$$

20m/secの風速を圧力におきかえると、

$$P_v = \left(\frac{20}{4.03} \right)^2 \doteq 25\text{mmAq} = 25\text{kg/m}^2$$

となる。

ダクト内の動圧はピトー管を用いて全圧力と静圧力を測定し、その差圧をもって動圧としている。

動圧測定の際に注意しなければならないことは、ダクト内各部の流れは常に均一でないから、ダクト断面を幾つかに面積等分してそれぞれの動圧の平均値をとる必要がある。

風圧測定用の標準計器として『ピトー管』
<図-12>がある。

$$P_v = \text{動圧} \quad \text{mmAq}$$

$$V = \text{風速} \quad \text{m/sec}$$

$$g = 9.8 \text{ m/sec}^2$$

$$\gamma = \text{気体の単位体積重量} \quad \text{kg/m}^3$$

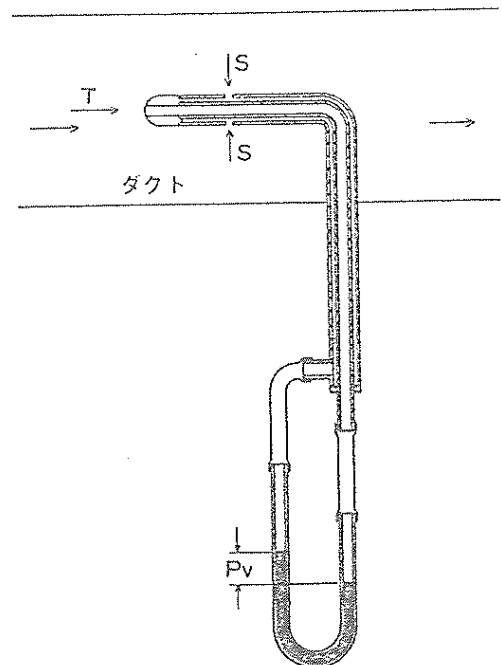


図-12

• 全圧〈TOTAL PRESSURE〉

L字型に曲げた管の先端に孔をあけて、図示のごとくダクト内に差し込み、先端を気流に向ける様にして、この圧力をはかれば、マンメータに示される圧力 h' は前述の静圧よりも高くなる。

この圧力はダクト内の静圧に気流の動圧が加わった結果で、このようにして測った圧力を全圧という。すなわち、

$$\text{全圧} = \text{静圧} + \text{動圧}$$

$$P_T = P_s + P_v$$

$$\text{または、 } P_T = P_s + \left(\frac{V}{4.03}\right)^2$$

$$P_T = \text{全圧 (mmAq)}$$

$$P_s = \text{静圧 (mmAq)}$$

$$P_v = \text{動圧 (mmAq)}$$

$$V = \text{風速 (m/sec)}$$

したがって動圧は、

$$P_v = \left(\frac{V}{4.03}\right)^2 = P_T - P_s$$

となり、全圧と静圧をはかればその差より動圧 P_v 、あるいは風速 V を求めることができる。

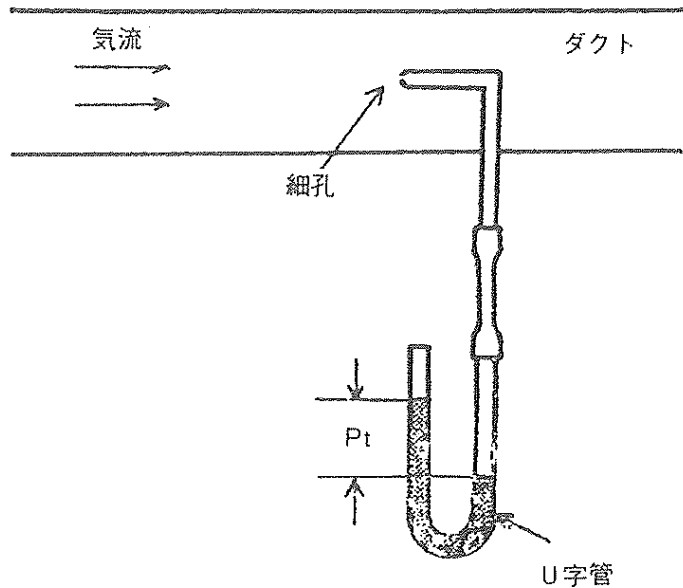


図-13

・回転数

送風機を選定するとき、風量、風圧、取扱空気の状態、使用目的等が与えられるが、これらを考慮して先ず送風機の機種を定め、次に仕様に応じた効率のよい大きさ（呼び番号）と回転数が決められる。

しかし、効率の高いことよりも形態が小さく（必然的に価格も低く）なることを望む場合は回転数を高くとり、また、騒音の低いことあるいは摩耗の少ないことなどを望む場合には回転数を低くして形番を大きくする。

送風機の駆動方式は、一般に大容量のものは直結式、容量の小さいものはベルト掛け式が採用されるが、直結式のものでは電動機の回転数が即ち送風機の回転数となり自由に変更することはできないが、ベルト掛け式のものでは任意の回転数を選ぶことができる。

回転数の性能におよぼす影響は大きく、次の法則がある。

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

n : 回転数 (r.p.m)

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

Q : 風量 (m³/min)

P : 風圧 (mmAq)

$$\frac{Kw_2}{Kw_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

Kw : 動力

・取扱ガス温度

送風機性能をあらわす場合、取扱ガス(空気)温度は極めて大切な要素となる。送風機が運転されるとき、その吸込む空気の温度は季節、使用時刻、設置場所、使用条件等によって常に異り、そのときの空気の状態は千差万別である。一般にすべての物質は、温度の上下によって膨脹収縮する。空気もまたこの原則にもれず、その絶対温度に比例して比体積が変化する。一方、送風機が一定の速度で運転されるときは、如何なる送風機も本質的には一定体積の機械となる。すなわち送風機は空気の比体積には無関係に、つねに一定量の空気を吐出する。

従って、ある一定の速度で運転されている送風機でその吸込空気温度(比体積)が変化した場合、送風機の風量(体積でいう)は一定で、圧力および軸動力は絶対温度に逆比例(比体積に比例)して変化する。

標準状態の空気条件

$$20^{\circ}\text{DB} \times 75\% \text{RH} \times 1.2 \text{kg/m}^3 \text{ (比重量)}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_1}{T_2} \quad P : \text{圧力}$$

$$\frac{\text{BKw}_2}{\text{BKw}_1} = \frac{T_1}{T_2} \quad \text{BKw} : \text{軸動力}$$

$$T : \text{絶対温度}$$

回転数一定として、体積でいう風量が同一で温度が異なる場合は

$$P = P' \times \frac{273+t}{293} \quad P : \text{標準状態のときの静圧または全圧 mmAq}$$

$$P' : \text{取扱い気体が標準状態でないときの静圧(全圧) mmAq}$$

比重の異なる場合は

$$t : \text{取扱い気体の温度 } ^{\circ}\text{C}$$

$$P = P' \times \frac{1.2}{\gamma} \quad \gamma : \text{取扱い気体の比重量 kg/m}^3$$

(取扱い気体の温度が $t^{\circ}\text{C}$ のときの軸動力 Kw')

$$= (\text{標準空気状態の軸動力 } \text{Kw}) \times \frac{293}{273+t}$$

(取扱い気体の比重量が γ のときの軸動力 Kw')

$$= (\text{標準空気状態の軸動力 } \text{Kw}) \times \frac{\gamma}{1.2}$$

〈例〉

取扱気体	風量 m ³ /min	静圧 mmAq	形式	機種	呼び番号	回転数	軸動力 kw	電動機 kw
150℃	850	68.7	片吸込式	リミット ロード	8	855	14.9	19
20℃	850	99.2	片吸込式	リミット ロード	8	855	21.5	30

150℃における軸動力は、常温20℃における軸動力よりも小さくなり実際使用状態では一段低い容量の電動機〈19kw〉で運転出来るが立上り時は常温の状態で開催される場合が殆どで電動機は〈30kw〉を使用する。

• 動力、送風機効率

• 理論空気動力

送風機の空気動力は、つぎの式により算出する。〈JIS B 8330〉

$$\text{空気動力} = \frac{Q_1}{6120} \left\{ (P_{s2} - P_{s1}) \times \left(1 - \frac{P_{s2} - P_{s1}}{2K \cdot P_{s1}} \right) + (P_{d2} - P_{d1}) \right\} \quad (\text{kw})$$

Q_1 : 吸込風量……………(m³/min)

P_{s2} 、 P_{s1} : 吐出口および吸込口の絶対圧力…………(kg/m²)

P_{d2} 、 P_{d1} : 吐出口および吸込口の動圧……………(kg/m²)

K : 気体の断熱指数、空気の場合 1.4

圧力比 $\frac{P_{s2}}{P_{s1}}$ が1.03以下の場合には、 $\frac{P_{s2} - P_{s1}}{2K \cdot P_{s1}}$ を省略して、つぎの式による。

$$\text{空気動力} = \frac{Q_1}{6120} \left\{ (P_{s2} - P_{s1}) + (P_{d2} - P_{d1}) \right\} \quad (\text{kw})$$

} 内は送風機の全圧力を示すから簡単にして

$$= \frac{Q_1 \cdot P_T}{6120}$$

一般に、送風機の圧力は水柱〈mmAq〉で測定するが

$$1\text{mmAq} = 1\text{kg/m}^2$$

であるから、式中の全圧力は水柱〈mmAq〉をそのまま用いてよい。

・軸動力および送風機効率

送風機の軸動力とは、送風機を運転するとき電動機出力軸にかゝる動力をいい、運転時に実測する。

この軸動力に対する理論空気動力の比が送風機効率である。

$$\text{送風機効率} = \frac{\text{空気動力}}{\text{軸動力}} (\%)$$

損失がゼロであれば軸動力と空気動力は同一となり効率は100%となるが、実際には非常に多くの損失があり、その損失だけ軸動力が大きくなる。効率を悪くする送風機損失には大略、次のような事項があげられる。

・羽根車損失〈理論的なもの〉

- ・流体損失…… 摩擦および気体通路の曲がりおよび拡がりなどにおける乱れと、はく離による損失。
- ・衝撃損失…… 羽根車および案内羽根入口における衝撃損失で、設計流量点においては羽根の形状によく沿って損失は小さいが、この点より流量が増減すると流入角度が違ってくるため損失は大となる。一般に衝撃損失の最小となる点が最高効率点となる。
- ・摩擦損失…… 比較的影響度は少ないが、表面度が非常に悪いものや超高速の場合は問題である。

・ケーシング損失〈製品加工精度上のもの〉

・吸込口隙間による損失

ケース吸込口と羽根車吸込口との隙間をいゝ、羽根車からケース内に吐出されたプラス圧力の気体が、この隙間を通過してマイナス圧力の吸込口へ戻る損失をいう。従ってこの隙間はできる限り小さい方がよいのであるが、構造上あまり小さくすることはできない。高風圧のものではマウスリング等を用いて漏洩を防止しているが、一般のファンでは簡単な『関係隙間』をつけるだけで処理しているが、この関係隙間をおろそかにすると送風機効率に与える影響は大きい。特に、後向羽根のものは隙間の影響が大きいので特に注意する必要がある。径向きおよび前向き羽根のものはそれ程問題ではないようである。

・風切隙間による損失〈製品加工精度上のもの〉

ケース渦巻部始点と羽根車外径との隙間をいゝ、吸込隙間と同様に一旦ケース内に吐出された気体がこの隙間からまたもとへ戻る損失をいう。

この隙間も一見小さい方が良く考えられるが、あまり小さくすると風切部抵抗が大きくなって逆効果を招くので注意しなければならない。この隙間の大きさは各機種ごとに最適寸法が存在する。また風切部における衝突損失もあるのでその形状にも注意をはらう必要がある。

・軸貫通部およびその他における漏洩損失

- ・ケーシングの形状設計の良否によるもの
- ・スクロール
- ・ケーシング巾と羽根車巾寸法との関係
- ・吐出口および吸込口の形状
- ・ガイドベーン〈静翼〉

・機械的損失

- ・軸受損失……………小容量の場合その影響度は大である。
- ・動力伝導装置……………Vベルト、減速機

・電動機

電動機の容量は、送風機の所要動力に対し機種ごとの動力特性により多少差はあるが10%前後の余裕をもたせるのが普通である。動力特性曲線に最高値の山があるようなリミットロード形は余裕は小さくてもよいが、多翼式のように右上りの動力特性をもつものは余裕を大きくとる必要がある。然し、送風機は一般の機械にくらべ電動機容量に対し回転部〈羽根車〉の重量の大きい物が多いから、運転中の負荷だけでなく起動時の状態をよく検討しなければならない。

今、同一容量のエンジンを積んだ自動車が2台あって、1台は大形、他の1台は小形であるとすると、ある一定の速度になる迄の時間は小形の方が短いことはすぐに想像される。すなわち、大形は重量が大きいため、いゝかえると慣性モーメント〈I〉が小形より大きいためである。電動機関係では、一般に使われている慣性モーメント〈I〉のかわりに〈GD²〉で表わしており、〈I〉と〈GD²〉の関係は次の通りである。

$$GD^2 = 4gI \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

$$I = (\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec})$$
$$g = 9.8(\text{m} \cdot \text{sec}^{-2})$$

送風機および電動機のGD²はそれぞれのメーカーのカタログ等により調査し、両者のGD²の合計値を求め、その値が電動機の許容GD²以内であればよい。なお、Vベルト駆動の場合は、送風機軸のGD²を次式により換算しなければならない。

$$\text{電動機軸に換算したGD}^2 = \text{送風機軸のGD}^2 \times \left(\frac{\text{送風機軸回転数}}{\text{電動機軸回転数}} \right)^2$$

・「GD²」の求め方と計算例

GD²は電動機の選定にもブレーキの選定にも必ず必要な重要事項です。以下にGD²についてと回転体のGD²の求め方について記述します。

・GD²とは

直線運動において、一定時間内に静止状態から一定速度になるまで物体に力を加える時、重いもの程大きな力が必要です。同様に回転軸のまわりに物体を回転させ一定時間内に一定速度になるために必要な回転力は物体の重量と形状に関係し回転軸のまわりに拡がりの大きな物体程大きな回転力を必要とします。形状、質量により〈直線運動の場合の重量に相当する〉固有な値をもっており、これを一般にGD²と呼んでいます。これは物理的な慣性モーメント〈I〉と同意であり、

$$GD^2 = 4gI \quad (g: \text{重力の加速度}) \quad \text{の関係にあります。}$$

・GD²の求め方と計算例

(a) 回転体のGD²

a) 円柱の場合

$$GD^2 = \frac{1}{2}WD^2 = \frac{\pi}{8}\rho LD^4 \text{ (kg-m}^2\text{)} \text{--- ①}$$

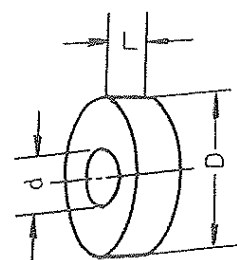
W：重量 (kg)

D：径 (m)

d：内径 (m)

ρ ：物体の比重 (kg/m³)

銅の場合：7.85 × 10³



b) 中空円筒の場合

$$GD^2 = \frac{1}{2}W(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{8}\rho L(D^4 - d^4) \text{ (kg-m}^2\text{)} \text{--- ②}$$

(b) 平行運動する場合のGD²



W : 重量 (kg)

V : 速度 (m/sec)

$$GD^2 = \frac{364 W V^2}{N^2} \text{ (kg-m}^2\text{)} \text{--- ③}$$

(c) GD²を電動機軸に換算するには①、②式の場合は

$$GD^2_M = GD^2_R \times \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 = GD^2_R \times i^2$$

GD²_M : 電動機軸換算GD²

GD²_R : 負荷GD²

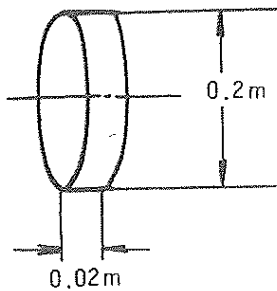
N₁ : 電動機軸回転数

N₂ : 負荷軸回転数

i : 減速比

(d) ③式の場合はNに電動機の回転数を入れれば電動機軸のGD²として算出されます。

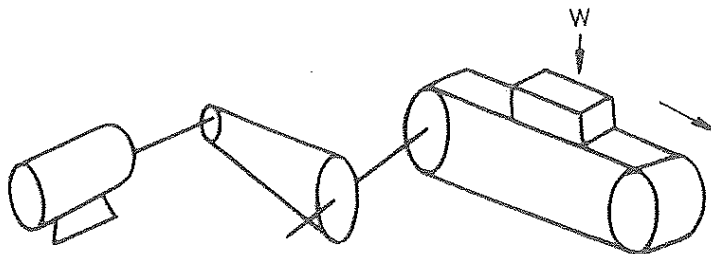
例1. フライホイールのGD²を求める



$$\text{重量 } W = \frac{\pi}{4} \times 0.2 \times 0.02 \times 7.85 \times 10^3 = 4.9 \text{ (kg)}$$

$$GD^2 = \frac{1}{2} W D^2 \times \frac{1}{2} = 4.9 \times 0.2 = 9.8 \times 10^{-2} \text{ (kg-m}^2\text{)}$$

例2. 電動機軸換算機GD²を求める

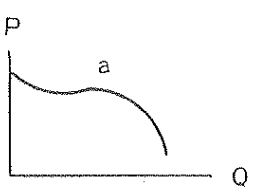
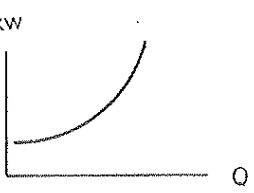
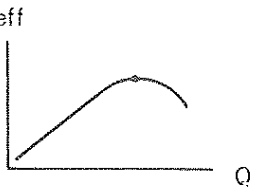
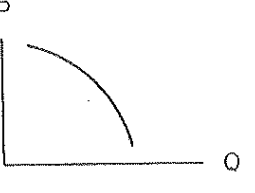
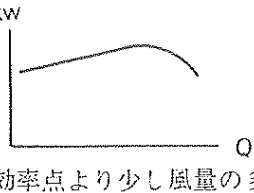
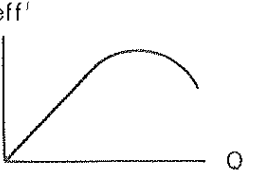
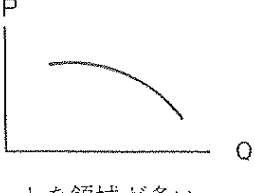
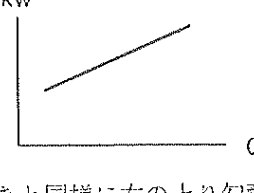
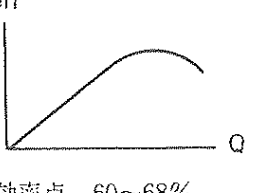
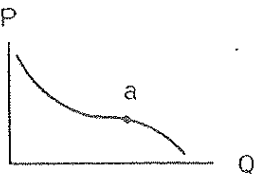
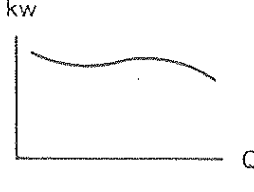
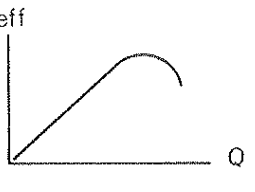
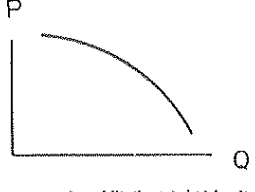
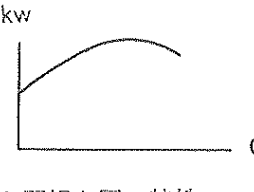
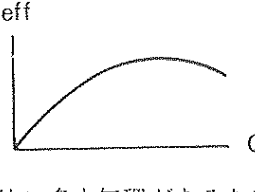


V = 2m/sec

電動機の回転数 1720 rpm

$$GD^2 = 364 \times \frac{W V^2}{N^2} = 364 \times \frac{400 \times 2^2}{1720^2} = 0.198 \text{ (kg-m}^2\text{)}$$

F-3 機種別特性曲線および特長

機種	風圧特性	動力特性	全圧効率特性
遠心式	<p>前向き羽根</p>  <p>谷と山があってa点付近より左の領域は不安定なためa点より右の下り部を使用する。</p>	 <p>締切時最少で、右上りの急勾配特性をもつもので電動機の余裕度に注意する。</p>	 <p>最高効率点 60~68%</p>
	<p>後向き羽根</p>  <p>右の下り勾配で、各送風機中最も安定した曲線をもつ。</p>	 <p>最高効率点より少し風量の多い点において最高値を示し、それより風量が増加しても減少する。</p>	 <p>最高効率点 70~80%</p>
	<p>径向き羽根</p>  <p>フラットな領域が多い。</p>	 <p>前向きと同様に右の上り勾配であるが傾斜はゆるい。</p>	 <p>最高効率点 60~68%</p>
軸流式	 <p>前向きによく似た形状で同様にa点より右の下り勾配の領域を使用する。</p>	 <p>締切時に最高値を示し、全領域にわたり比較的フラットである。</p>	 <p>最高効率点 70~80% (N J A 85%)</p>
直流式	 <p>ケーシングの構造が直流式となるだけで、後向きと全く同一の特性をもつ。</p>	 <p>後向き羽根と同一特性</p>	 <p>構造的に多少無理があるため遠心式より低く、65~72%</p>

F-4 装置抵抗と送風機作動点および状態変化

・装置抵抗および抵抗曲線

空気がダクトの内部を通過するとき、ダクトには空気を通すまいとする抵抗力が生じることは静圧の項で述べた通りで、摩擦による抵抗と渦流による抵抗の2つに大別されるが、渦流抵抗がその殆んどを占めている。

ダクト内の抵抗を次に示す。

- ・摩擦抵抗損失
- ・曲管および急激な曲りによる抵抗
- ・分岐または合流による抵抗
- ・急激な面積または形状の変化による抵抗
- ・管の吸込口および吐出口における抵抗
- ・ダクト系に設置された機器による抵抗損失

〈例〉ダンパー、消音器、フィルター、ヒーター、フーラー、エリシネーター

上記の抵抗は、風速が早ければ早い程大きくなることは容易に推察されるが、その変化の割合は風速の2乗、い、かえると送風量の2乗に比例して変化する。

図-14は800m³/minの風量を流したときに60mmAqの抵抗損失を生じる装置抵抗曲線を示したものである。この装置系でいま、風量を所定の1/2の400m³/minにすれば

$$60 \times (400/800)^2 = 15.0$$

また、1000m³/minの風量を流すと

$$60 \times (1000/800)^2 = 93.6$$

となり、以下同様に各風量に対する損失圧力を求め、これをプロットすればよい。

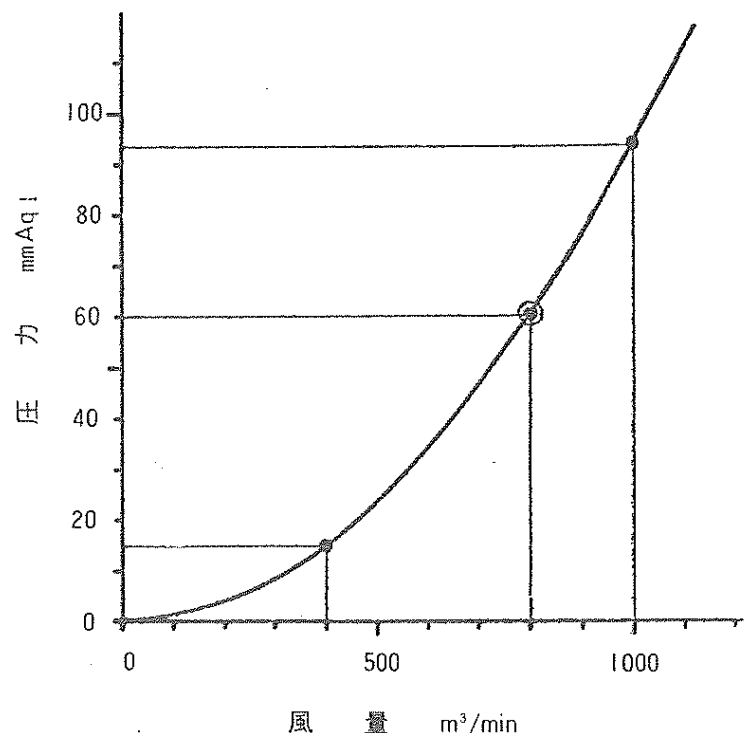


図-14

・送風機の作動点と作動状態の変化

送風機特性曲線と装置抵抗曲線とを重ね合わせたものが図-15で、2つの曲線の交点を送風機の作動点と云う。

この作動点が、設計と実際に丁度一致すれば問題はないが、一致することは稀である。即ち、設計抵抗値の計算ミスまたは工事施工途中における変更および曲管部の増減その他による「装置抵抗の増減」また「電源その他の変動による送風機回転数の増減」「取扱空気の温湿度および比重の増減」等によって実際の損失圧力と送風機発生圧力（設計圧力）とがアンバランスになり、所定の風量に対し過不足が生じる場合が多い。これらの変動により送風機の作動状態がどの様に変化するか各項目について述べる。

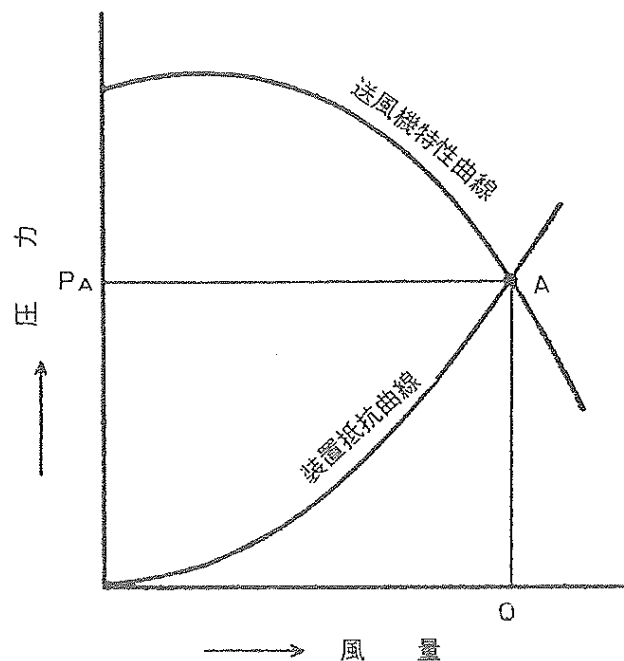


図-15

・装置抵抗が変動したときの作動状態の変化

下の図-16において F_0 が送風機特性曲線 R_1 が初期の抵抗曲線、 a がその作動点でそのときの風量が Q_a 、静圧が P_a であることを示す。

いま、このダクト系にあるダンパーの開度が全開から半開の状態に変わったとか、フィルターの目詰りが増えた場合、当然風量の減少があることは容易に推察できる。い、かえれば、このダクト系の抵抗が増加したことになり、抵抗曲線は R_2 に変化し、交点 b が作動点で風量は Q_b に減少し静圧は P_b に増加する。このような場合、ダンパーの開度を全開にもどすか、フィルターを清掃又は取替え装置の抵抗を初期の状態にすれば、所定の風量 Q_a に復帰する事が出来る。然し、ダクト系各部の老朽化・腐蝕がすすんで抵抗が増加したように簡単にもとへ戻すのが困難な場合、また設置後に何等かの理由によってダクト配管の延長あるいは曲管部の増加等によって抵抗増加を止むなくされたような場合、その修正方法は多少厄介となる。この場合設置当初において所定風量 Q_a に対し P_a の静圧(抵抗)でまかなえたものが、抵抗の増加によって所定風量 Q_a のときに P_a の静圧をもつ送風機が必要になる。い、かえると風量 Q_a と新しい抵抗曲線 R_2 との交点 d を通る

送風機性能 F_d 曲線を必要とする。ベルト駆動式送風機の場合は比較的簡単で、Vプーリを取替えて $Q_a \cdot P_a$ を満足する性能まで回転数をupしてやればよいが、直結式の場合は $Q_a \cdot P_a$ を満足する送風機に取替えが必要となる。

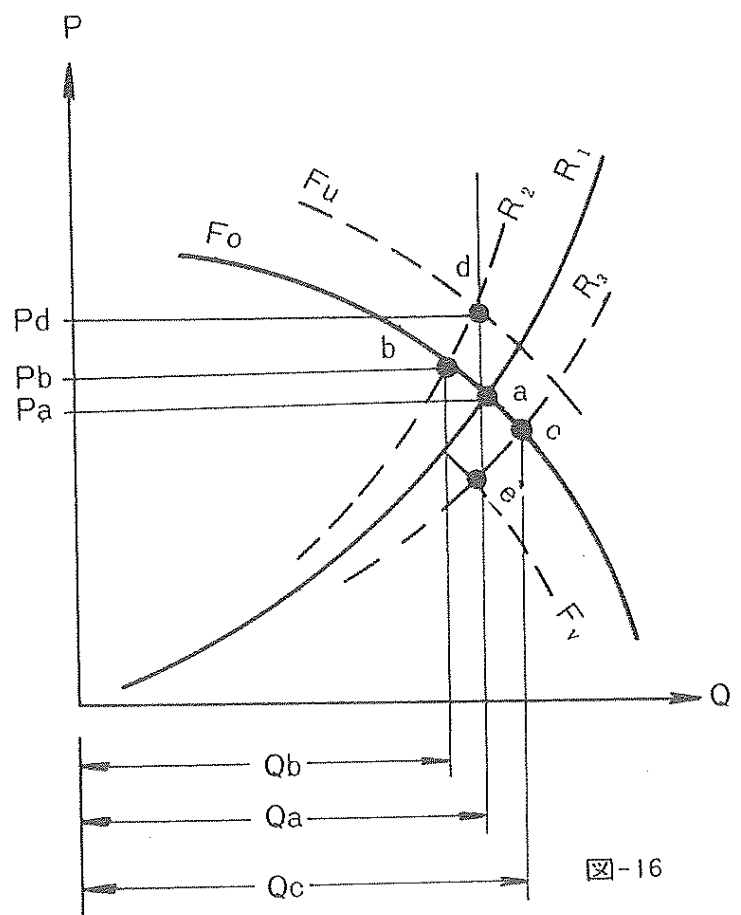


図-16

回転数のupは、新しい抵抗曲線 R_2 と初期の送風機特性 F_0 との交点 b に於ける風量 Q_b と所要風量 Q_a との比をとればよい。

$$Q_a \cdot P_a \text{を満足する送風機回転数} \quad r.p.m._2 = r.p.m._1 \times \frac{Q_a}{Q_b}$$

逆に、装置抵抗が減少した場合の抵抗曲線は R_3 となり交点 c で作動する。この場合ダクト系に抵抗を与えてもとの R_1 抵抗に戻してやるか、送風機の回転数をダウンして風量 Q_a と抵抗曲線 R_3 との交点 e を通る送風機性能にすればよい。

「装置抵抗が増減した場合、送風機の作動点は送風機特性曲線上を移動する」動力も所定の動力線上を移動する。

・送風機回転数変動したときの作動状態の変化

下の図-17において、 F_1 が所定の送風機特性曲線、 R が装置抵抗曲線で交点 a で作動している。いま、電源その他の理由で送風機の回転数がupした場合、送風機特性曲線は F_2 に上昇し R との交点 b で作動する。

逆に送風機回転数が低下した場合の特性曲線は F_3 となり R との交点 c で作動する。

「まとめ」

送風機回転数が増減するとそれに伴い送風機性能も変化し、その作動点は装置抵抗曲線に沿って移動する。

このときの風量、風圧、動力の変化は次による。

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

$$kw_2 = kw_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

n : 回転数

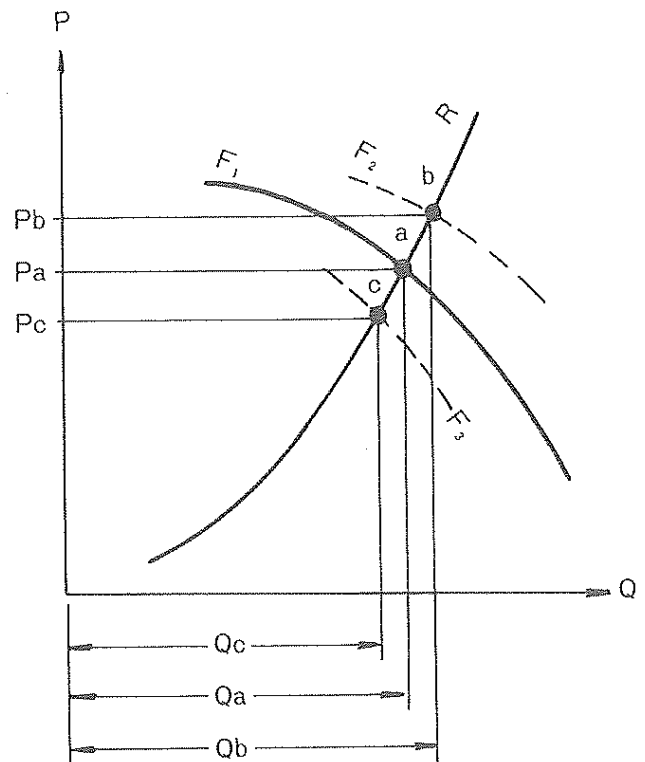


図-17

・取扱い空気温度(比重)が変動したときの作動状態の変化

右図-18は、運転中に何等かの理由によって取扱空気の温度が上昇した場合の状態を示す。F₁およびR₁が所定温度の空気を吸込んだときの送風機特性曲線および装置抵抗曲線、交点aがその作動点であるが、吸込空気温度が上昇した場合特性曲線および抵抗曲線はF₂、R₂に変わり交点bで作動するが風量Q_aは一定である。

逆に空気温度が低下した場合、右図-18に示すように特性曲線および抵抗曲線は、F₃、R₃に変わり交点cで作動するが、風量Q_aは変化せず一定である。このように吸込空気の温度(または比重)が変動した場合、特性曲線および抵抗曲線は両者ともそれに対応して変化するが、送風機の回転数が一定である限り風量も一定である。すなわち、『一定のダクト装置に接続されて一定の回転数で運転するとき、如何なる送風機も一定体積の機械となる』なお、この場合の風圧および所要動力は、絶対温度に逆比例、空気比重に比例して変化する。

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

$$kw_2 = kw_1 \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

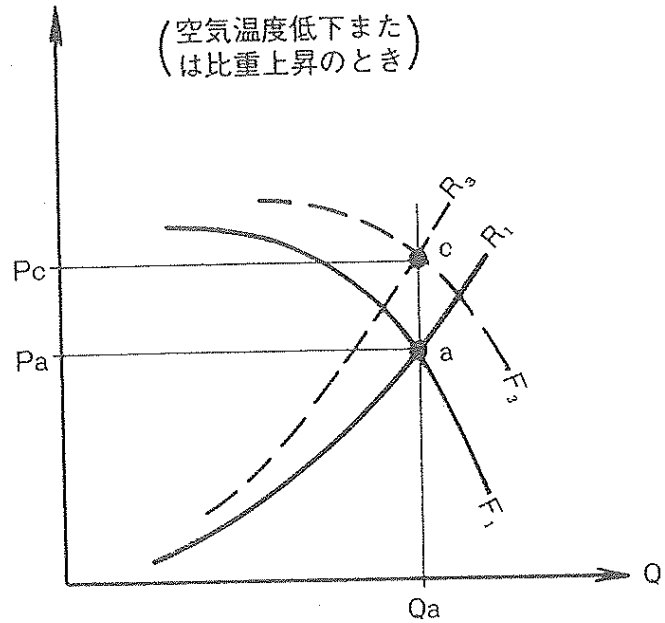


図-18

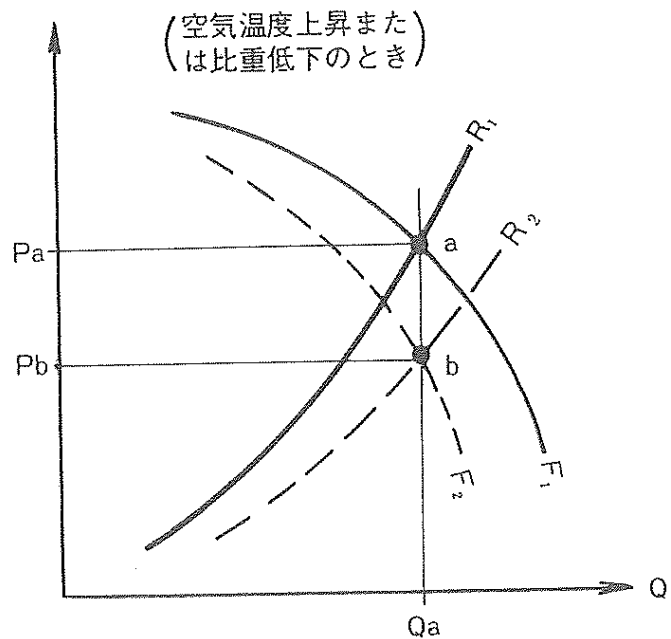


図-19

F-5 連合運転特性

・ 並列運転

右図-20は、同一条件同一性能の2台の送風機を並列運転したときの配置を示し、図-21はその連合特性で、 F_D が連合特性曲線、 F_S が単独の特性曲線、 R が装置系総合抵抗曲線を示す。

送風機を並列運転するときの連合特性曲線は、圧力水平線上で切った場合の風量を加えることによって得られる。

図-21の P_1 圧力線で切った単独時の風量 Q_c の2倍 Q_a が連合運転時の特性で以下各圧力線ごとに同様にして連合の特性曲線 F_D を得ることが出来る。

この装置系で連合運転するときの総合作動点は、連合特性 F_D と総合装置抵抗 R との交点 a で、夫々の送風機の作動点は c となる。いま、何れか一方の送風機を停止して一台のみ運転した場合は、総合抵抗 R と単独特性 F_S との交点 b で作動する。この時の風量 Q_b は連合運転時の風量 Q_a の $\frac{1}{2}$ にはならないので注意の事。

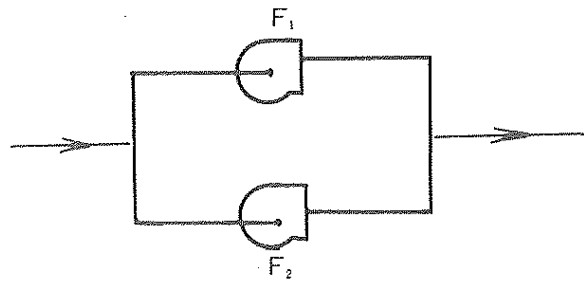


図-20

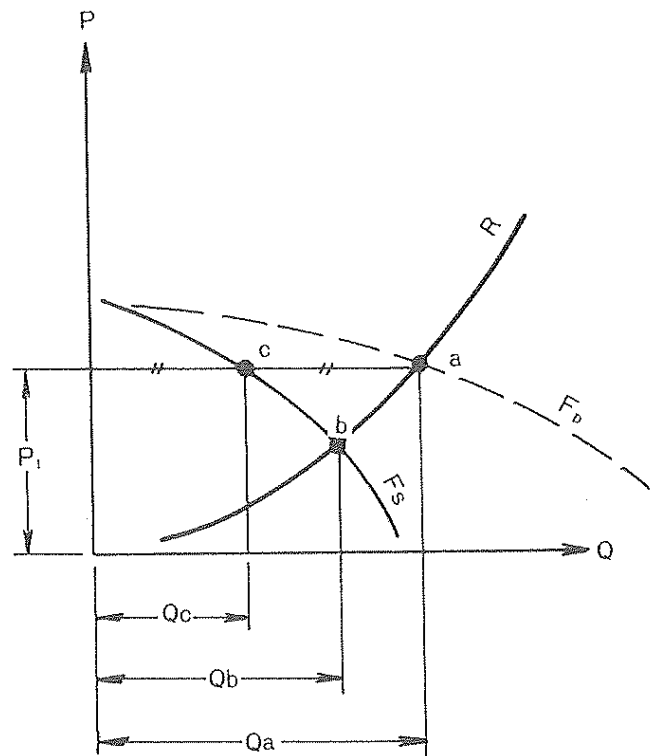


図-21

図-22の送風機は同一特性のものであるが、送風機 F_1 の側には R_1 なる抵抗だけ F_2 に比較し多い場合は、 F_1 の送風機特性から R_1 の抵抗分だけ差引いたものを F_1 側の送風機特性として F_2 送風機特性に加えればよい。

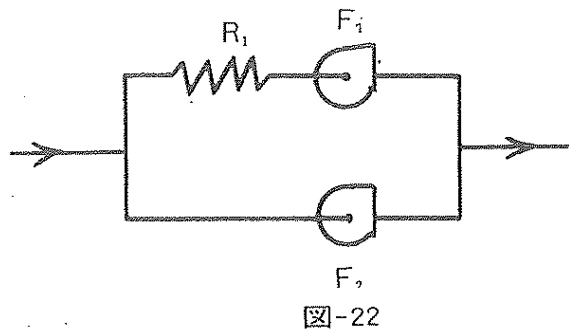


図-22

図-23において、 F_1 が R_1 の抵抗分を差引いたときの特性曲線、 F_2 が他の一方の特性曲線で、 P_1 圧力水平線上で切ったときの風量 Q_e と Q_d の合計 Q_a の風量が連合特性である。この系で連合運転するときの総合作動点は、連合特性 F_0 と総合装置抵抗 R との交点 a で、夫々の送風機の作動点は d および e となる。単独運転時の夫々の送風機の作動点は、総合抵抗 R と夫々の特性曲線との交点 b および c となる。並列運転を計画するときは、できる限り同一特性の送風機で且つ容量に大きな差のないよう努力する必要がある。容量に大きな差のある場合、小容量の送風機がかえって抵抗になり逆効果を招く。

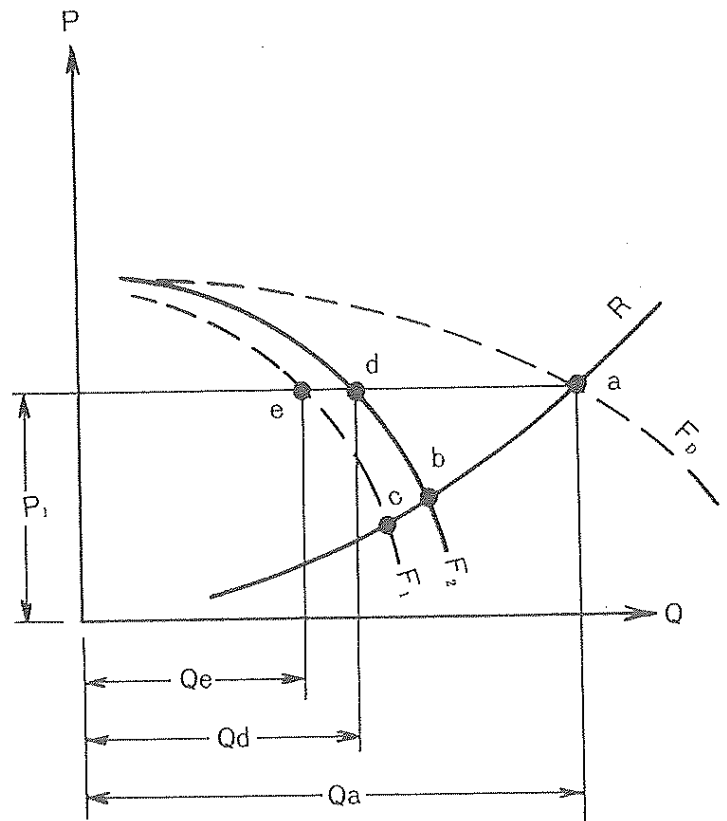


図-23

• 直列運転

右図-24は同一特性の送風機2台を直列運転するときの配置および連合特性を示す。気体の圧縮その他による風量と温度変化が無視できる程度の送風機においては、同一風量線上で切った風圧を加えることによってその連合特性を得ることができる。並列運転の場合と全く同一の考え方で垂直線と水平線の違いだけである。図-25において風量 Q_a 線上で切った単独時の風圧 P_1 の2倍 P_2 が連合運転時の特性で以下同様にして連合特性 F_b を得る事ができる。この系で連合運転するときの総合作動点は、連合特性 F_b と総合抵抗 R との交点 a で、個々の送風機の作動点は b となる。いま、 F_2 の送風機を止めて閉鎖し、 F_1 の送風機1台のみ運転しバイパスダクト側を通した場合、抵抗 R と単独特性 F_s との交点 c がその作動点となる。直列運転は並列にくらべその利用度は比較的少いようである。

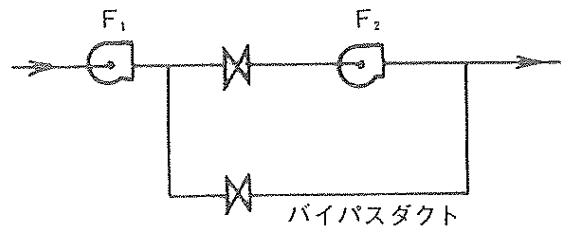


図-24

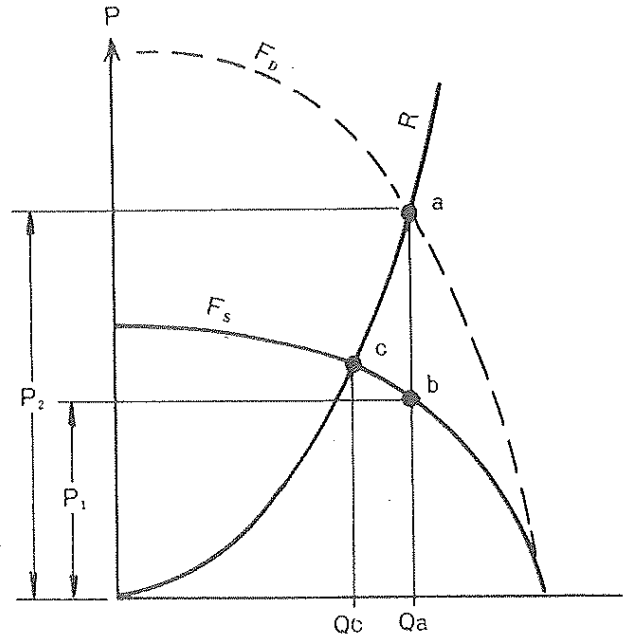


図-25

F-6 風量制御方法

・系の特性を変える方法

・吐出ダンパ絞り

系の抵抗曲線を変える最も簡単な方法であるが、ダンパの抵抗はすべて損失となるので動力的に不経済であり、サージ現象回避からも不利である。

・吸込ダンパ絞り〈ベンコントロール〉

ダンパを含めた送風機の見掛け上の特性を変えるもので、吸込口圧力の低下によって空気の比重量が下がり、軸動力はその分下がる。

・バイパス制御

送風機の内部を流れる流量を変えずに、その吐出風量の一部を吸込側へもどす方法であるが、高圧送風機では吸込側へもどされる気体は圧縮熱分だけ温度上昇するので注意が必要。

・送風機の特性を変える方法

・速度制御

変速の方法には、変速可能な原動機を用いる方法と、変速機を用いる方法がある。変速可能な原動機としては、直流電動機、交流整流子電動機、巻線形誘導電動機、サイリスタ変換装置を用いる方法、極数変換電動機がある。変速機としては可変速流体継手、無段変速プーリがある。

・吸込ベーン制御

羽根車の直前に可動ガイドベーン〈ベンコントロール〉を設けてこれを開閉するもので、吸込ダンパ絞りと同様の効果に加えて、羽根車流入気流に予旋回を与えることにより、羽根車の特性を変化させ、設計流量以外の流量でも無衝突流入が可能になり、効率の低下が少なく、サージング限界を小風量側に広げる効果もある。

・出口ガイドベーン制御

羽根車出口のディフューザ部に可動ガイドベーンを設けて、これの調節で送風機の特性を変えるもので、軸動力は節減できないが、サージング限界流量を小風量側に広げる効果がある。

・動翼または静翼可変制御

軸流送風機の場合には、動翼または静翼の取付角度を変化させる。運転効率は速度制御に次いで良い。大型軸流又はNJAに用いる。

F-7 機種及び形式の選定条件

・風圧階級による機種を選定

送風機の機種選定に際し先ず第一に問題になるのが風圧で、これによって機種の範囲がぼぼしぼられてくる。

下表にその概要を示す。

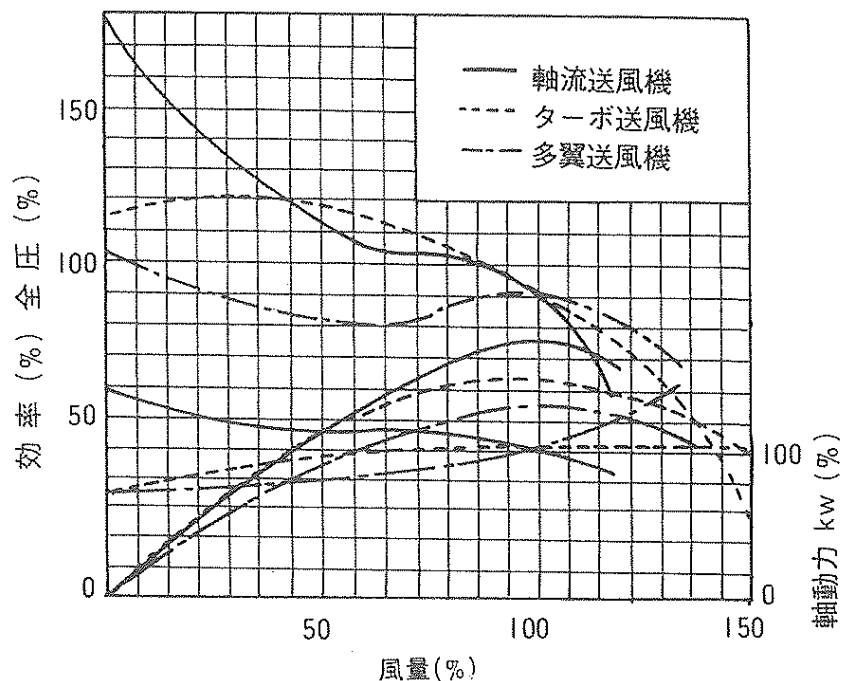
	風 圧 階 級 mmAq	軸 流 式	N J A	遠 心 式			直 流 式
				前 向	径 向	後 向	
(1)	0～ 10	◎		○	—	—	—
(2)	11～ 25	◎		◎	—	—	—
(3)	26～ 50	◎	○	◎	—	○	○
(4)	51～100	○	◎	◎	○	◎	◎
(5)	101～200	○	◎	○	◎	◎	◎
(6)	201～400		○		◎	◎	—

・風圧特性による機種を選定

風圧特性の形状は、機種ごとにそれぞれの特長を有し一概にその良否を決めるわけにいかぬが、一般的には右下りの常降特性をもつものが最良とされている。

然し、風圧特性の形状として最も問題になる点は、その使用領域における勾配の度がゆるいかきついかということである。

各種の特性曲線および特性比較を参照の事。



各種送風機の特性曲線

各種送風機の特性比較

	ターボ	多翼	軸流
1	風圧曲線の勾配はなめらかで、風圧の最高は計画風量の約30%の所にあり、小風量でサージングを起こす。	軸流に似た曲線であるが、谷部は深く、サージングを起こすが、一般に風圧が低いのでその現象が目立たない。	風圧曲線の勾配は急傾斜で、風圧は風量ゼロ点で最高となる。計画風量の約60%の所で谷部があり、サージングを起こす。
2	軸動力は風量ゼロ点で最少、風量増加と共に増加する。	ターボと同様であるが増加の割合は計画風量以上で激しい。	風量ゼロ点で最大で、風量増加と共に減少するが、計画風量近くでは広範囲にわたり大差ない。
3	吐出弁を絞った場合、風量・軸動力の変化は多い。	吐出弁を絞った場合、風量・軸動力の変化は最も多い。	吐出弁を絞った場合、風量・軸動力の変化は最も少ない。
4	効率は計画風量をはずれても急激には低下しない。	効率は最も低いが、比較的風量の広範囲で低下の度合いが少ない。	効率は計画風量をはずれると急に低下する。
5	逆回転は不可能である。		逆回転により風の方向をある程度、逆にすることが出来る。

・動力特性による機種を選定

動力特性が機種選定に際し取りあげられる要因としては、後向き羽根のように動力に最高値のある山形の形状をもつ、いわゆるリミットロード形以外についてはあまりやかましくいわれない。

たゞ、季節あるいは使用時刻によって送風量を大きく調節が必要な場合、その所要動力が問題となる。前向き〈多翼〉式送風機のように右上り急勾配の動力特性をもつものは送風量の調節に伴う動力費の節減効果は大きいが、一般的な軸流型や後向き〈リミットロード〉式送風機のように動力特性がフラットなものは、風量に対応する動力節減比が小さいので不利である。

このような場合の対応策として、サクションベーンコントロール方式あるいは、軸流式の翼角度を変える可変節方式〈CONTROLLABLE PITCH〉が良い。

・送風機効率による機種を選定

同一送風量に対し、送風機効率の高い方が実所要動力は少なくてすむから送風機効率は高ければ高い程良い。

送風機は機種および大きさによって効率に差があるから、効率を重視する場合、高効率の機種を選べばよい。

送風機効率が3～5%違うとその動力差は大きく、大容量のものにあつてはその年間ランニングコスト差は非常に大きくなるので特に注意を要する。

・大きさおよび価格による機種を選定

同一風量、風圧を出す場合、送風機の大きさおよび価格とも

- ・ 軸流型
- ・ 遠心式前向き羽根〈多翼ファン〉
- ・ 遠心式後向き羽根〈ターボファン、翼形ファン〉

の順に大となる。

従って、大きさ、価格のみを問題とし、他の条件を無視する場合、軸流型が最も適している。

・騒音による機種を選定

騒音を重視する場合は、遠心式の後向羽根のものが最適で翼形送風機等がよく採用されるが、軸流式および遠心式の径向羽根のものは騒音が大で殆ど採用されない。ただし、NJA製軸流送風機は、遠心式後向羽根のものよりも低周波域が低いので、消音器を取付けた場合、遠心式よりも良い。又、送風機本体ケーシングの全表面積、重量共軸流送風機の方が小さい為、遮音を行う場合もすぐれている。

・ケースおよび羽根車の構造形による機種を選定

- ・吸込口と吐出口の風の流れ方向が一直線であることが必要な場合
- ・軸流式送風機
- ・直流式送風機
- ・遠心式両吸込形吸込スリーブ付送風機
- ・羽根車への異物付着および塵芥の付着を問題にする場合

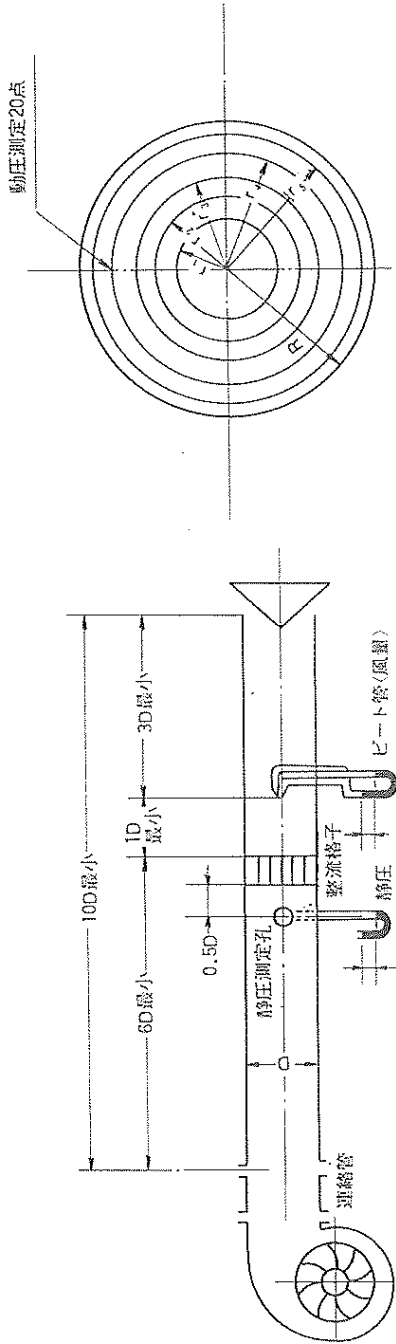
径向き羽根が最もよく、次に後向き羽根のものがよい。

多翼式のように前向き羽根のものは異物が付着しやすい。

F-8 送風機試験方法略図〈JIS B 8330に準拠〉

・性能試験装置

- $r_1 = 0.316R$
- $r_2 = 0.548R$
- $r_3 = 0.707R$
- $r_4 = 0.837R$
- $r_5 = 0.949R$



・風管の取付方法による送風機全圧、静圧、および動圧の関係

$$P_t = P_{t_2} - P_{t_1} = (P_{s_2} + P_{d_2}) - (P_{s_1} + P_{d_1})$$

$$P_s = P_t - P_d$$

a) 吐出管のみ有する場合 $P_t = P_{s_2} + P_{d_2}$

b) 吸込管のみ有する場合 $P_s = -P_{t_1}$ ($P_{d_1} = P_d$ とすれば) $P_t = -P_{s_1}$

・換算式

$$Q_2 = Q_1 (N_2/N_1)$$

$$P_2 = P_1 (N_2/N_1)^2 \cdot T_1/T_2$$

$$kW_2 = kW_1 (N_2/N_1)^3 \cdot T_1/T_2$$

・風量および動力の算出式

$$V = 389.67 \times \sqrt{(273+t)/PA} \times \sqrt{Pd}$$

$$Q = A \times V$$

$$B.kW = In.kW \times \phi$$

$$A.kW = Q \times Pt/6120$$

$$T.Eft = A.kW/B.kW$$

P_t ; 送風機全圧

P_s ; 送風機静圧

P_d ; 動 圧

添字₁; 送風機吸込側

添字₂; 送風機吐出側

Q ; 風 量

N ; 送風機軸回転数

P ; 送風機全圧または静圧

T ; 絶対温度 添字₁; 試験の時の値

kW ; 軸 動 力 添字₂; 所定の時の値

A ; 風管断面積 m^2 P_t ; 送風機全圧 $mmAq$

$B.kW$; 軸動力 $T.Eft$; 送風機全圧効率

$In.kW$; 入 力

ϕ ; 電動機効率

$A.kW$; 空気動力

性能試験成績表

納入先	製造番号
試験用風管寸法	風管面積
送風機吐出口寸法	吐出口面積
測定器	ピート管, 電力計, etc.
試験年月日	P, V, A
試験用電動機	kw, 電流 / 電力 /
計測器倍率	考
備考	

風量	m ³ /min
静圧	mmAq
回転数	rpm
軸動力	B.kw
空気温度	°C
空気比重量	kg/m ³
電動機	kw, P, V, A

試験状態での実測値および計算値 <at. °C mmHg>

測定番号	1	2	3	4	5	6	7
電流 A							
電圧 V							
入力 kw							
効率 %							
軸動力 kw							
回転数 rPm							
静圧 mmAq							
動圧 mmAq							
全圧 mmAq							
風速 m/min							
風量 m ³ /min							
空気動力 kw							
全圧効率 %							

軸受温度	度
第1軸受	deg.
第2軸受	deg.
振動	動
第1軸受	μ
第2軸受	μ
基礎	μ

騒音 <測定番号>	
< >	dB < >
< >	dB < >
< >	dB < >
運転時間	min

送風機の規定状態に換算した値 <at. °C mmHg>

回転数 rPm	
全圧 mmAq	
静圧 mmAq	
動圧 mmAq	
風速 m/min	
風量 m ³ /min	
軸動力 kw	

・試験結果の判定

・風量

規定風圧における風量は、所定の値以上でなければならない。

但し、所定値以上であっても装置抵抗曲線と風圧曲線との交点における風量が所定風量の109%以下でなければならない。

・動力

所要動力は、規定風量において原動機の規定容量をこえてはならない。かつ、装置の抵抗曲線と風圧曲線との交点における風量でも原動機の規定容量をこえてはならない。

・送風機効率

効率は、規定効率 $n\%$ より低い場合、その許容値は

$$n - \langle 6 - 0.05n \rangle$$

以下とする。

F-9 据付及びダクト系との接続方法

・据付け

・据付場所

軸受部、Vベルト等の点検の容易な場所をえらぶこと。又、酸、アルカリ、高温、高湿の雰囲気部に据付ける場合は汎用送風機は使用出来ないので、メーカーと相談のこと。

・基礎

コンクリート又は鉄骨基礎とは取付ボルトで確実に取付のこと。基礎が弱かったり取付けボルトがよく締っていないと振動を生じて、送風機や建物に悪影響をおよぼすので、充分強固にすること。

・据付け方向とレベル

送風機は通常、主軸を水平方向にして取付けるよう製作してあるが、もし異った方向で取付ける場合は、発注時にメーカーと打合せのこと。据付けレベルは、あまり厳密な精度を必要としないが、軸受に大きなスラスト荷重がかからないよう注意のこと。なお、送風機のレベルを出す場合、普通は主軸に水準器を当てるが、小形のもの、また主軸を利用できない場合は、「さげふり」をVプーリの側面にたらし、その垂直度を見るとよい。

・防振

送風機や電動機の振動が他へ伝わるのを防ぐために、送風機ベースと基礎との間に防振機を用いるが、必ず、送風機と電動機を共通架台の上に取り付け、その架台と基礎との間に防振機を入れること。

・電動機との連結

・ベルト掛けの場合

図のように、送風機と電動機の軸を平行にして両方のVプーリを結ぶ線が軸と直角になるように取付けのこと。この位置をきめるには、Vプーリの側面に糸を張り両方のVプーリの側面が一直線(糸線)上になること。

なお、軸間距離Cは次式による。

$$0.87(D-d) < C < 2(D+d)$$

・直結の場合

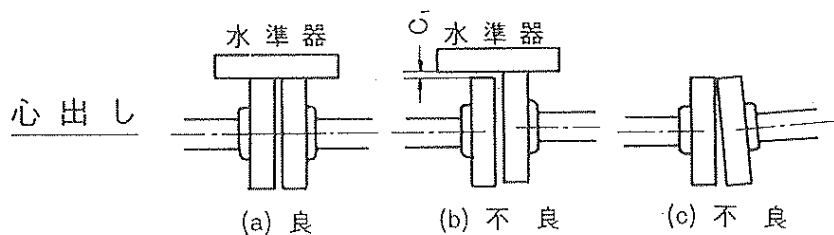
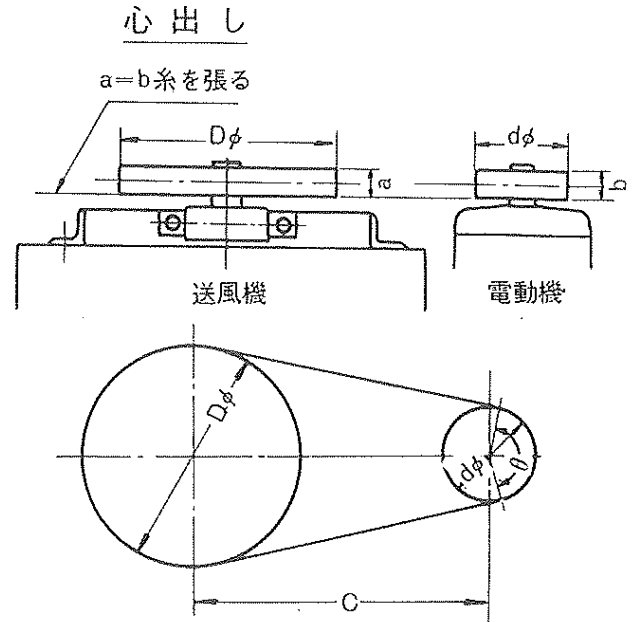
送風機と電動機の軸心が一直線になるよう、またカップリングの面が図の(b)または(c)のようにならないよう、次の各項目について十分たしかめた上必要に応じて送風機および電動機の下にクサビを挿入し完全に調整すること。

・水準器を図のように当てて軸が水平になっているか。

※・水準器を図(b)のように当ててC₁のスキマを円周上の上下左右4個所で測定し、その値を $\frac{1}{100}m$ 以内にする。

・C₂のスキマを同様に4個所で測定し、その最大値と最小値の差を $\frac{1}{100}m$ 以内にする。

・カップリングの一方を静止し、他方を $\frac{1}{4}$ および $\frac{1}{2}$ 回転してIIと同様であるかどうか。



据付運転チェックリスト

受 注 先

納 入 先

品 名

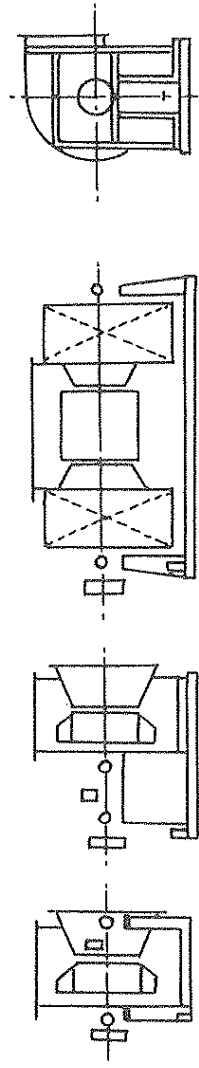
製造番号

装置記号

注文番号

時期	項目	目 的	担 当 者	責 任 者	チェック年月日	チェックマーク	備 考
(A) 輸 送 搬 入 時	1	Vプーリー	目 視	損 傷	S	○印： チェック異常なし ×印： チェック異常あり	チェックマーク
	2	ケーシング	目 視	いちぢるしい変形			
	3	羽 根 車	目 視	変形または損傷			
	4	その他の部品	目 視	いちぢるしい損傷			
(B) 据 付 時	1	軸受のセット	手	羽根車を手で軽く廻して動く			
	2	据付芯出しレベル	水準器	軸 方 向 主軸上:20/100mm以内 軸と直角方向 基準形綱上:20mm以内			※ 摘要欄参照
	3	Vプーリーの取付	片 手 目 ハンマー	しっかり固定・頭付キーの状態			※ 摘要欄参照
	4	羽根車のセット	ス パ ナ	セットボルトの十分な締付			
	5	軸受取付ボルト 基礎ボルト	ス パ ナ	十分な締付			
	6	ケーシング軸貫通部	手 ・ 目	羽根車を手で廻しひっか・りなし			
	7	Vプーリーの芯出し	糸 ・ 目	Vプーリー側面に糸を張り 目視スキスマ=0			
	8	Vベルトの張り	手	張り具合適当			
	9	ベーンコントロール	目 視	開度方向、開度目盛			

(C) 運 転 前	1	ドレン抜き	目 視	水抜き完全		
	2	ケーシング内の異物	目 視	異物の混入なし		
	3	各部の締付ボルト	ス パ ナ	十分な締付		
	4	羽根車に異物の附着	目 視	異物の附着なし		
	5	引っかかりおよびキシミ	目 ・ 耳	羽根車を手で廻しキシミ音なし		吸込側ダクトおよびチャンバー内
	6	整理・清掃				
(D) 運 転 時	1	回転方向	目 視			
	2	惰性回転時の異常	目 ・ 耳	キシミ、接触等の異常なし		スイッチ入後直ぐ切る
	3	動力・電流値	電 力 計 電 流 計	電動機定格以内		
	4	振動・騒音	手 ・ 耳	軸受部、基礎部に異常振動なし 異常騒音なし		
	5	軸受の異常	聴 音 棒	異常音なし		
	6	軸受温度	手 棒 温 度 計	周囲温度+40 deg以内		連続運転により温度ほご一定になつた時の軸受表面温度
(E) 一 般	1	軸のフレ	ダイヤルゲージ	工程間、主軸検査記録書による		※ 別紙、主軸検査記録書参照
	2	Vプリーアのフレ	ダイヤルゲージ	径 フレ 40/100mm以内 面 フレ 60/100mm以内		主軸に取付後 主軸に取付後プリーア外周部



○ 軸 方 向：
主軸上の1カ所

○ 軸と直角方向：
基礎形鋼上の1カ所

要 摘

• Vベルトの張り方

• Vベルトは、張り過ぎると軸受をいため、ゆるいと滑ってVベルトがいたむので注意すること。

• Vベルトの張り具合は、Vベルトの張りの中央部を手でたたいてキツイはね返りがなく少しゆるみを持つ程度、またVプーリを手で回してスムーズに回る程度。

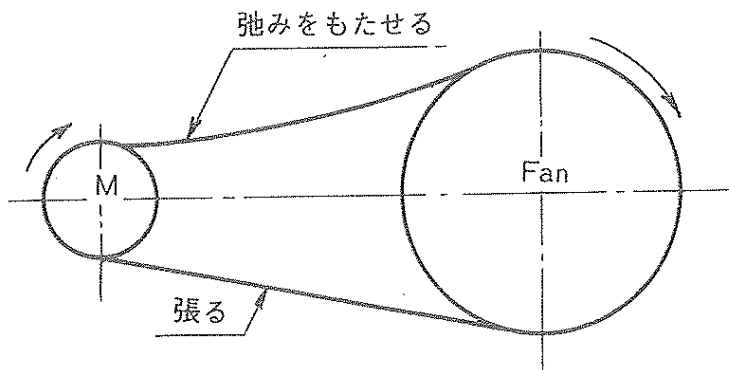
• Vベルトの新しい間、約1ヶ月程度は伸びがはげしいので電動機ベースの調整ネジで調整のこと。

• Vベルトの滑りを少なくするため下引きになるよう設置のこと。

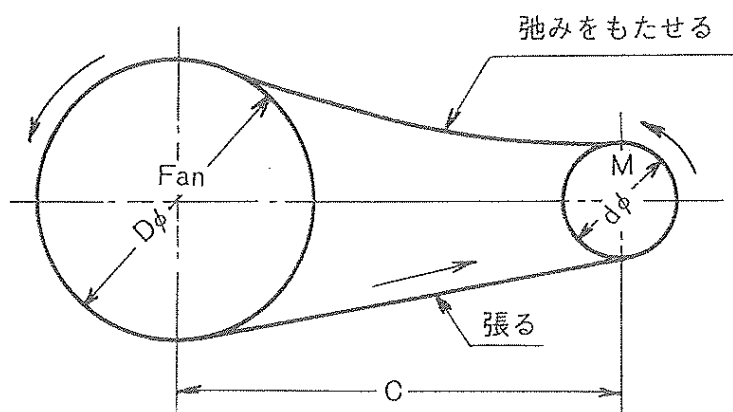
〈• Vベルトの長さLは次式〉

$$L = \frac{\pi}{2}(D+d) + 2C + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

Vベルトの張り方



送風機時計回転(右廻り)



送風機反時計回転(左廻り)

ダクト系との接続注意事項

遠心送風機の使用法に関する注意

Centrifugal Fan Application Guide: Part 2

Is the System Correctly Designed?

C. J. Trickler

(“Air Conditioning, Heating and Ventilating” May, 1960)

送風機を用いるダクト系の設計に際しては、送風機またはダクト系の機能が十分に発揮されることを期待するには、送風機におよぼすダクト系の影響を理解しておかねばならない。

ダクト系とは、空気がそれをとおって押込まれ、または吸込まれる径路をさす。それは、ダクト・コイル・フィルター等のいろいろな組合せで構成されているので建物外壁からの排気のような簡単なものから、二重ダクト法による空気調整装置のような複雑なものまでこれに含まれる。

ダクト系の抵抗を決めるのに必要な計算方法については、十分知られていることであり、多くのテキストやメーカーの印刷物に記述されているから、ここでは述べないことにする。しかしながら、それらの参考文献には、送風機の性能とダクト系の設計構造との関係については述べられていることは稀である。

試験室での試験に基づく送風機特性は、理想的な状態で求められたものである。実際の送風機設備で送風機の性能が十分に発揮されるのは、試験室での試験の場合と同じ状態で送風機が作動する場合のみである。実際の取付状態が異なれば、装置の性能は低下する。

送風機の性能試験は、送風機の性能を低下させる3つの要因を十分に避けておこなわれる。その3つの要因とは、

- 送風機吸込口への流れの偏り
- 送風機吸込口への流れの旋回
- 送風機圧力が完全に成長できないような吐出側ダクト

である。

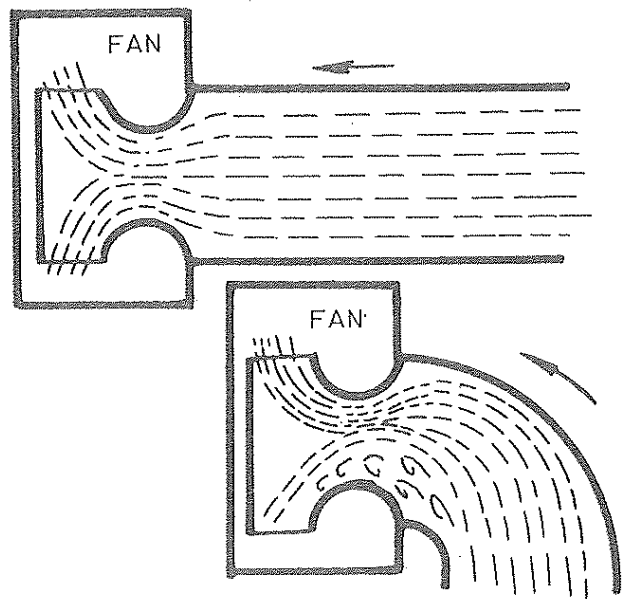
試験室での性能試験の場合は、吸込側ダクトは空気が送風機吸込口に一様に真直ぐに流れるように考慮されている。また、吐出側ダクトは、送風機吐出口と同じ面積寸法で、少なくとも径の十倍の長さは真直ぐにとられている。

“吸込側ダクトは適当か？”

送風機吸込口へ吸込まれる空気は、吸込口のすべての点で同じ速度をもっていなければならない。このような場合には、送風機の翼車の各部分が送風機の仕事等を等しく分担することができる。もし、吸込口の一部へ他の部分よりも高速の気流が流れれば、仕事は不均一に分布されることとなり、全体の仕事量が減少するようになる。このような状態は第1図の下図に示されるように、送風機吸込口に設けられたエルボーによって吸込口の一方の側に気流の分布が多くなるような場合におこる。このときの全風量は、第1図の上図のような、一様な気流分布の場合の5～10%が恐らく減少するであろう。

吸込口へ気流が真直ぐに流れる場合には、送風機は正しい性能を示す。翼車は気流の速度と方向を変える働きをするのであるから、送風機翼車に吸込まれる気流の方向は全く重要なものである。もし、送風機吸込口へ気流が旋回（渦巻）運動をおこして吸込まれると、送風機の風量は減少するようになる。この意図されなかった旋回流は、吸込口ベーンによって発生することが考えられる旋回によるものと同じように、送風機の性能に影響をおよぼす。30°の旋回が発生すると15%、45°では25%の

風量減少をおこす。旋回は第2図に示されるような吸込ボックスによって多く発生する。理想的な送風機吸込ダクトは流れの偏りも旋回も生ぜしめない。整流板を設けた長い真直ぐなダクトがこのような理想的な吸込状態をつくることができる。しかし、普通は限られた空間に装置をおさめねばならない。そのような場合には、設計者はつぎのいずれかを選ぶことになる。

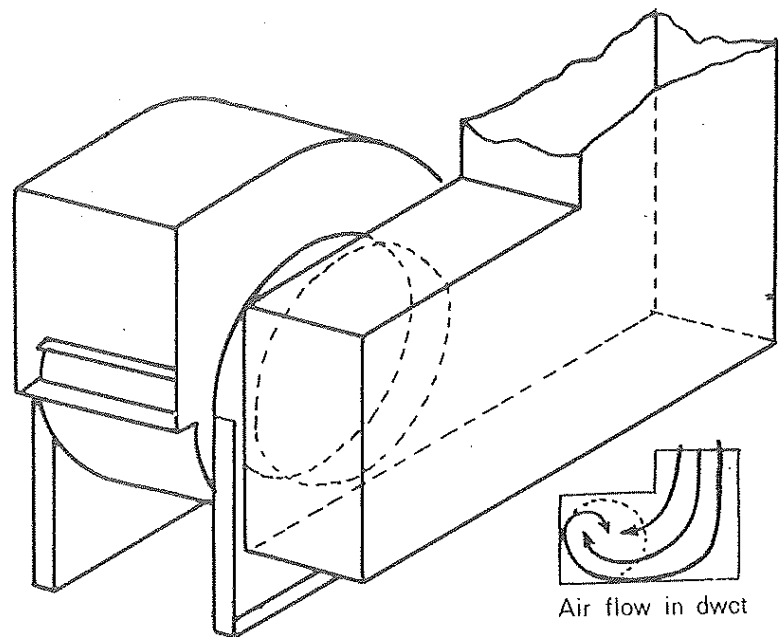


第1図 送風機吸込口の気流分布

・ダクトに、流れの偏りを生ぜしめないような整流装置を設ける。

・流れの偏りも旋回流も発生させるままにするが、送風機を選択の際にそれらの影響を補償する。

前者を選ぶのが望ましいが、後者が必要であることが多い。特に、気流が物質を輸送し、保守のため障害物がダクト中に一切あってはならない場合にはそうである。



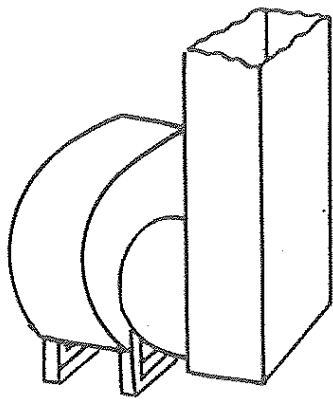
第2図 設計不良の吸込ボックスに生ずる旋回

“いかにして流れの偏りを避けるか”

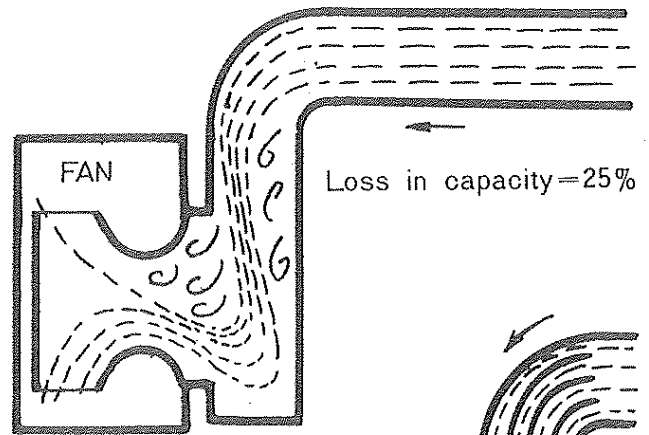
気流が送風機吸込口で、1平面内の回転をおこすとき流れの偏りが生ずる。これは第1図に示すようなエルボ、第3図および第4図のような吸込ボックス、第5図のような吸込口プレナムにおいて生ずる。

送風機の性能に有害なこの効果は偏りの度合に比例する。第1図は流れの偏りを生ぜしめる普通の吸込側ダクトによる送風機容量低下の割合と、送風機選択の際に流れの偏りの影響を補償するのに必要な静圧増加の百分比を表記した。たとえば、送風機容量を6%減少させるような吸込側ダクトを用いねばならない場合には、装置の静圧計算値を1.13倍—— $1.13 = (1.00/0.94)^2$ ——だけ増さねばならない。装置の静圧が10,000 cfmで、3"の静圧が必要であると計算されていた場合は、送風機は、 $1.13 \times 3.00" = 3.39"$ の静圧のものを選ばねばならない。

装置にこの計算値以上の静圧が生じないように注意を要する。静圧を増すのは送風機を選択する目的のためなのである。このようにしてはじめて送風機は装置に必要な静圧——上の場合は3"——を出しうるようになるのである。

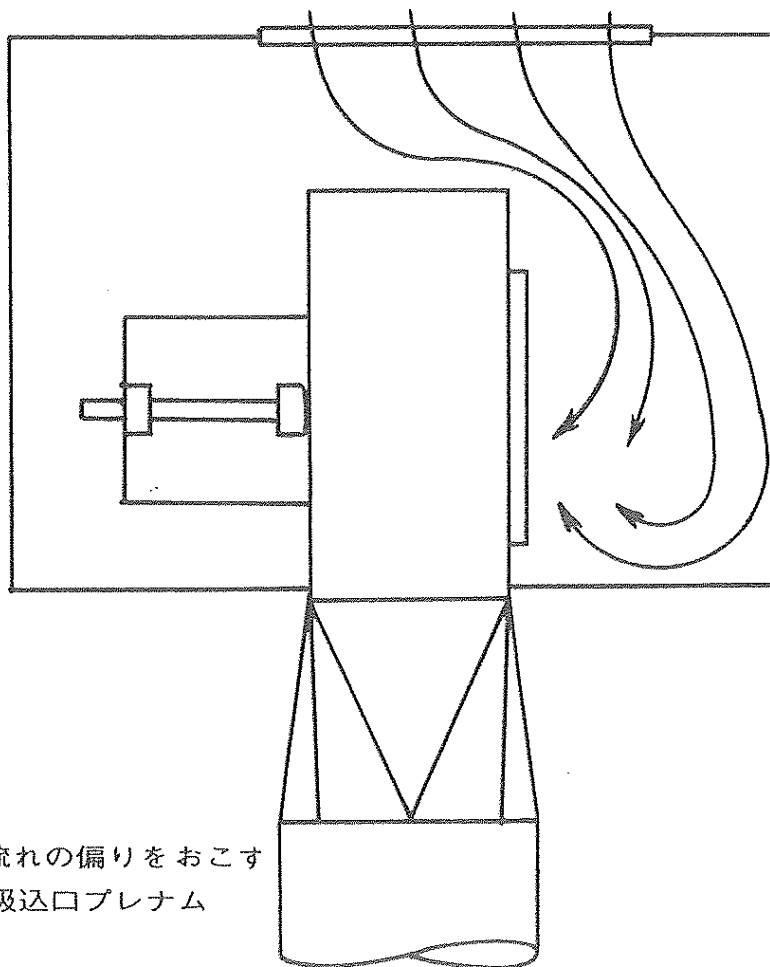
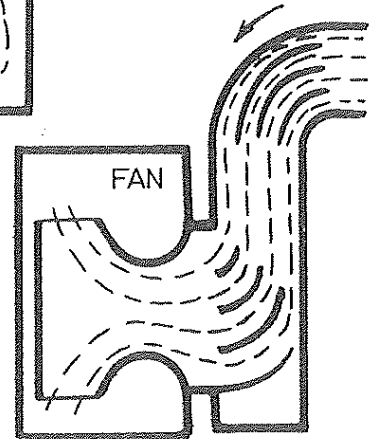


第3図 流れの偏りをおこす吸込ボックス



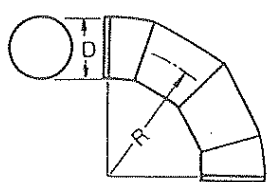

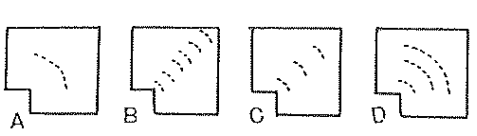
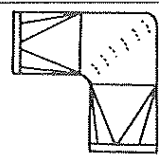
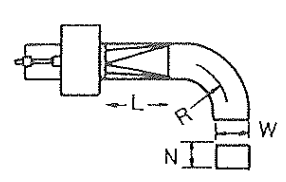
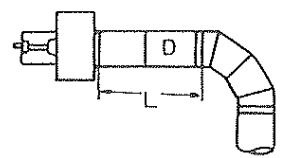
Loss in capacity=5%

第4図 流れの偏りにより25%の損失をおこす吸込ボックス、と、その対策としての整流板の使用



第5図 流れの偏りをおこす吸込口プレナム

図F 送風機吸込ダクトの影響<注、下記損失には摩擦損失を含まない>

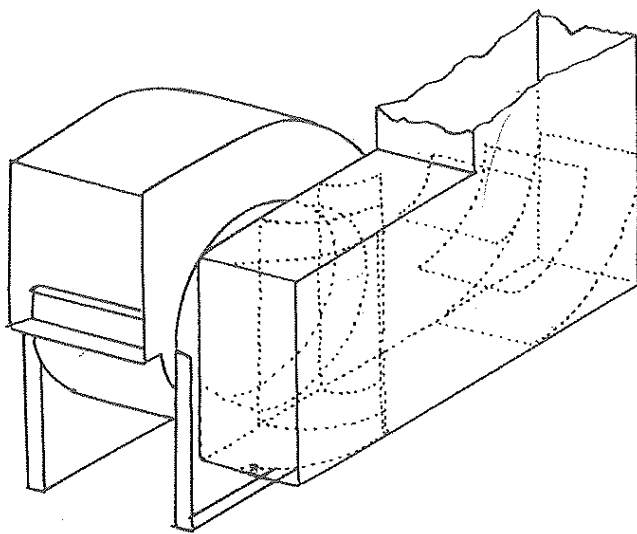
記 事		無補正時風量減少 %	風量補償に必要な SP 増加 %
 <p>4つ折エルボ</p>	3折エルボ	R/D= 5 1.0 2.0 6.0	12 6 5 5
	4折エルボ	R/D=1.0 2.0 6.0	6 4 4
	5折以上エルボ	R/D=1.0 2.0 8.0	5 4 4
	直角エルボ		16
			42
	Vane付角ダクト Vaneなし A B C D	17 8 6 5 4	45 18 13 11 9
	丸→角→丸 エルボ		8
	ベーンなし角エルボなどの場合でも等間隔の長い3枚ベーンをつけると風量損失も所要SP増加もベーンなしの1/2になる。	$\frac{H}{W}=0.25$ $\frac{R}{W}= 5$ 1.0 2.0	7 4 4
<p>変換ダクトのどの部分の拡がり角も30°をこえないこと。角変が30°以内でLがファン入口径より少であれば変換の損失は無視できる。長ければエルボがファンから遠くなるから有利。</p>	$\frac{H}{W}=1.00$ $\frac{R}{W}= 5$ 1.0 2.0	12 5 4	30 11 9
	$\frac{H}{W}=400$ $\frac{R}{W}= 6$ 1.0 2.0	15 6 4	39 18 9
		送風機とエルボ又は吸込ボックスとの間の直管ダクトはLが2½D増加するごとに有害な効率が約20%づつ減少する。例えば風量損失10%又はファンSP23%の増加を示すエルボの場合直管をつけることによる変化は下記の通り	ダクトなし L/D=2½ 5 7½ 10
			SP増加=23% 19% 73% 9% 4%

第1表には、流れの偏りによる効果を減少させる方法—ガイドベーンを設けることと、送風機と吸込側のベンドとの間に直管ダクトを設けるといふ2方法—も表記してある。第1表に記るされた値は、実験値と経験とから割り出されたものである。

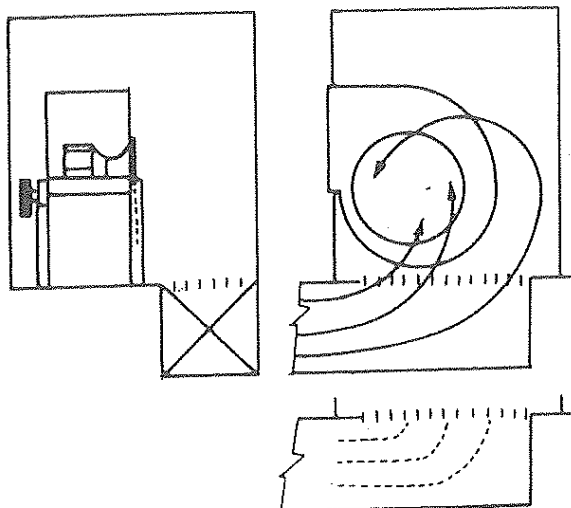
“吸込気流の旋回を制御する方法”

吸込口への流れの旋回の度合を知り、そしてそれを制御するのは、流れの偏りを評価するより一層難かしい。なぜなら、旋回を生ぜしめるダクト結合の型は簡単に目録をつくれなほど多いし、また、旋回は常に流れの偏りに伴って生ずるからである。流れの旋回は、主につぎの2つの理由のうちの1つによって生ずる。気流がたがいに直角な面間で続けて2度曲って螺旋形の径路をとるか、あるいは気流がダクトまたはプレナムに接して吸込まれるかのいずれかである。

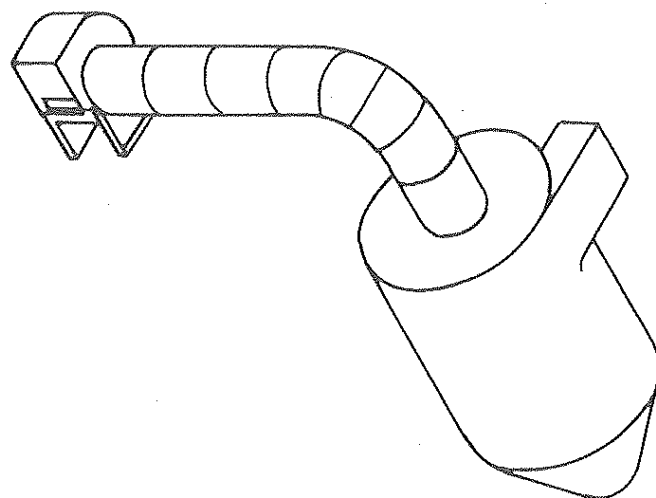
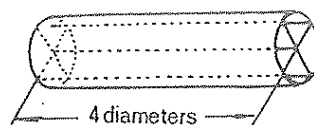
そのいずれの場合においても、送風機の性能に影響をおよぼす重大な因子は旋回の角度である。



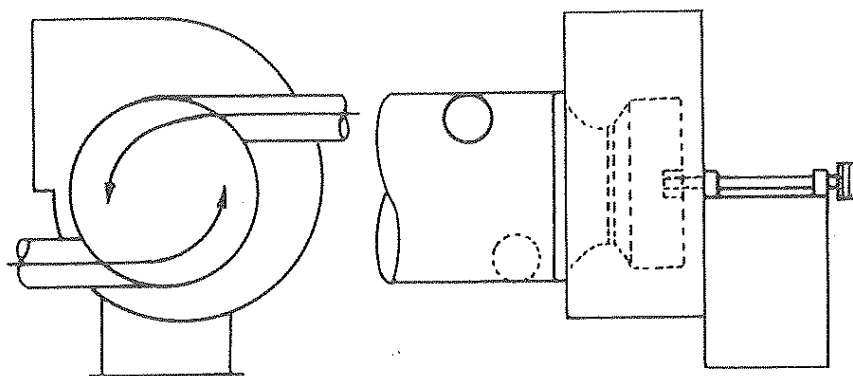
第6図 ベーンのなほ吸込口ボックスは風量が40%減少し、所要風量にもどすには180%余分の静圧が必要である。上流にのみベーンをつけると、風量減少17%、静圧の所要増加量45%。両方ともベーンをつけると損失11%、静圧増加量25%となる。



第7図 地下ダクトにつながる吸込プレナムでベーンなしのa、bの場合、風量損失は20%で補償のための静圧増加は56%を必要とする。cはダクトにベーンをつけた場合で損失は少なく約7%、静圧増加15%を要する。



第8図 サイクロンにつながる排風機。損失はサイクロンの大きさにもよるが、40%以上にも達することがある。右上の図は、ダクト中に簡単な処置(卵割り型の整流板を入れる)をしたもの。



第9図 送風機吸込口の流れの旋回による損失は、切線方向に流入する空気の量と流入する角度とによる。この場合にもダクトに卵割り型の整流板を入れるとよい。

流れの旋回が翼車の回転方向と同じであれば、その実際の影響は送風機の回転を落したのと同じである。これは吸込口ダンパーによるものと同じ効果である。この場合は容量と馬力の両方が減少する。流れの旋回が翼車の回転と逆方向であるときは、その実際の効果は、常に容量を減少させると同時に、常に所要馬力を増大せしめる。

悪条件を受入れなければならぬことの多いために生ずる流れの偏りの場合と違って、吸込口への流れの旋回を生ずるような設計をしなければならない場合は稀にしかないものである。

簡単なガイドベーンや、整流板あるいはプレナムを適宜に用いれば旋回の発生をふせぐことができる。第6、7、8、9図は、吸込口への流れの旋回の生ずる代表的な例を示し、予想される容量の減少の割合と旋回をふせぐ方法とをあわせ示している。“吐出側ダクトが送風機の圧力を十分に発達させようになっているか？”

吐出側ダクトは、吸込側ダクトほど送風機の機能に影響をあたえはしない。何故なら送風機は気流が吐出側ダクトに到達するまでに仕事を終えているからである。しかしながら、吐出側ダクトの送風機の機能におよぼす影響はあるのであるから、その設計は大切なことである。

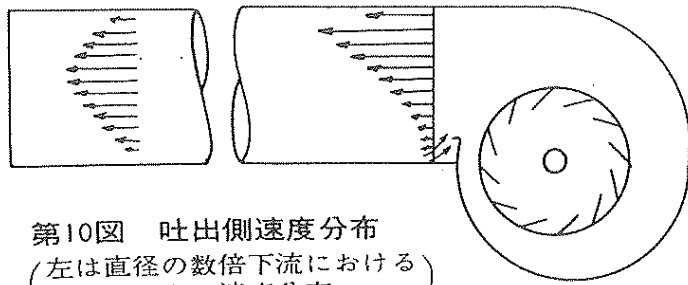
送風機の吐出口を出る気流は一様な風速で吹出されるのではない。空気には重さがあり、このため渦形ケーシングの外側部に投げ出されるからである。第10図に送風機出口およびダクト径の数倍の長さの位置での直管ダクトにおける典型的な風速分布図を示した。後者においては風速は実質的に一様なものとなっている。

連続の式から、一様な断面のダクトではダクトの長手方向のあらゆる点で平均風速は同じである。しかし、風速分布の異なる場合は、ダクトの気流方向の各点での風速の合計値は必ずしも同じではない。速度水頭は風速の2乗に比例するから、送風機吐出口での速度水頭の合計値は径の数倍下流の直管ダクト内での速度水頭の合計値よりも多い。全圧はこの両者において同じであるから〈僅かな摩擦損失を無視すれば〉、静圧は送風機出口におけるものより直管ダクト内のものの方が高い。試験結果からこれが確かめられている。

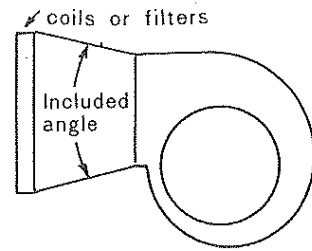
吐出側ダクトのない場合、損失は送風機吐出口での平均速度水頭の約半分であり、ダクト系の抵抗の計算値には余分に必要な静圧としてこの圧力損失を加えてやらねばならない。

送風機出口に拡大管が設けられる場合——第11図のように送風機吐出側にコイルが置かれるとき、普通に用いられる方法であるが——損失は拡り角に比例する。

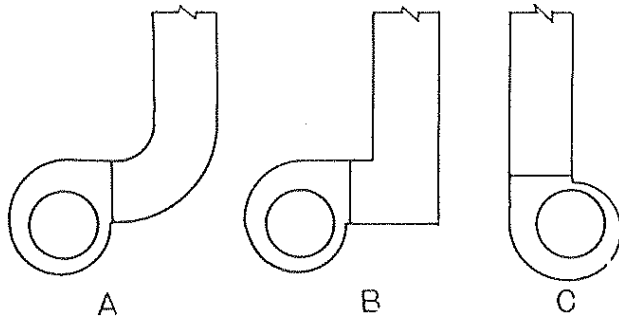
30°の拡り角は送風機吐出口の速度水頭のほぼ $\frac{1}{2}$ の損失を生ぜしめる。



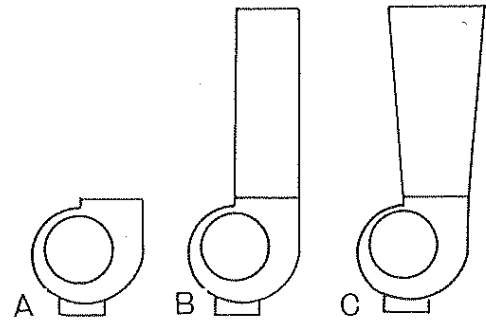
第10図 吐出側速度分布
(左は直径の数倍下流における直管ダクトの速度分布)



第11図 吐出拡大管のついた送風機
(拡り角は30°をこえないこと)



第12図 吐出管の連結例。A、Bは送風機吐出動圧に等しい損失がある。Cは良。



第13図 各吸込側の損失が3"で平均吐出風速が3,000 fpm (動圧0.56")であるとき
 Aは $3" + \frac{1}{2}V_p = 3.28"$
 Bは $3" + 0.1 = 3.10"$
 Cは $3" + 0.05 - (0.56 - 0.06) = 2.55"$
 の送風機を選ばねばならない。
 注 Bの0.01"は直管の摩擦損失
 Cの0.05"は拡大管の摩擦損失
 Cの吐出速度は1,000 fpm
 Cの()は静圧再取得

第12図のAおよびBのような吐出側ダクトの結合方法はよくない。送風機渦形ケーシングを出る高速気流の径路を考えればわかることである、このような形の結合方法では、送風機吐出口の全速度水頭に等しい損失がある。

送風機吐出口における静圧再取得が無駄に見過されることが多い。第13図は排気装置の終端に設けられる送風機の3通りの場合を示している。各排気装置とも送風機吸込口までに3"の静圧を必要とし、送風機の吐出速度が3,000 fpm〔静圧は $(3000/4000)^2 = 0.56$ 〕であれば、ダクトのない場合は3.28"の静圧の送風機を選ばねばならない。直管ダクトが数呎ついているときは3.10" 1,000 fpmに速度を落す拡大管のある場合は、2.55"の送風機をそれぞれ選ばねばならない。

結論

送風機の機能におよぼすダクト系の影響について判断を誤ると装置の機能に重大な影響がある。

ここに述べられた原則は簡単ではあるが、常に用いねばならぬことである。

NJA技術資料 軸流ファン取付および接続上の注意事項

• 基本的な注意事項

- 吸込側は気流分布が一様で軸方向のねじれがないようにする。ローターの回転方向と同じねじれがあると性能曲線が変わり風量、全圧とも減少する。反対方向のねじれがあると風量、全圧はあまり変わらないが、消費動力が増す。遠心式ファンよりこの影響が特に大きい。
- 吐出側は吸込側程ファンの性能自体には影響しないが、すぐ後に急拡大や曲りがあると圧力損失が大きく気流分布も悪くなる。

• 具体的な実例および仕様

• 吸込側の接続方法

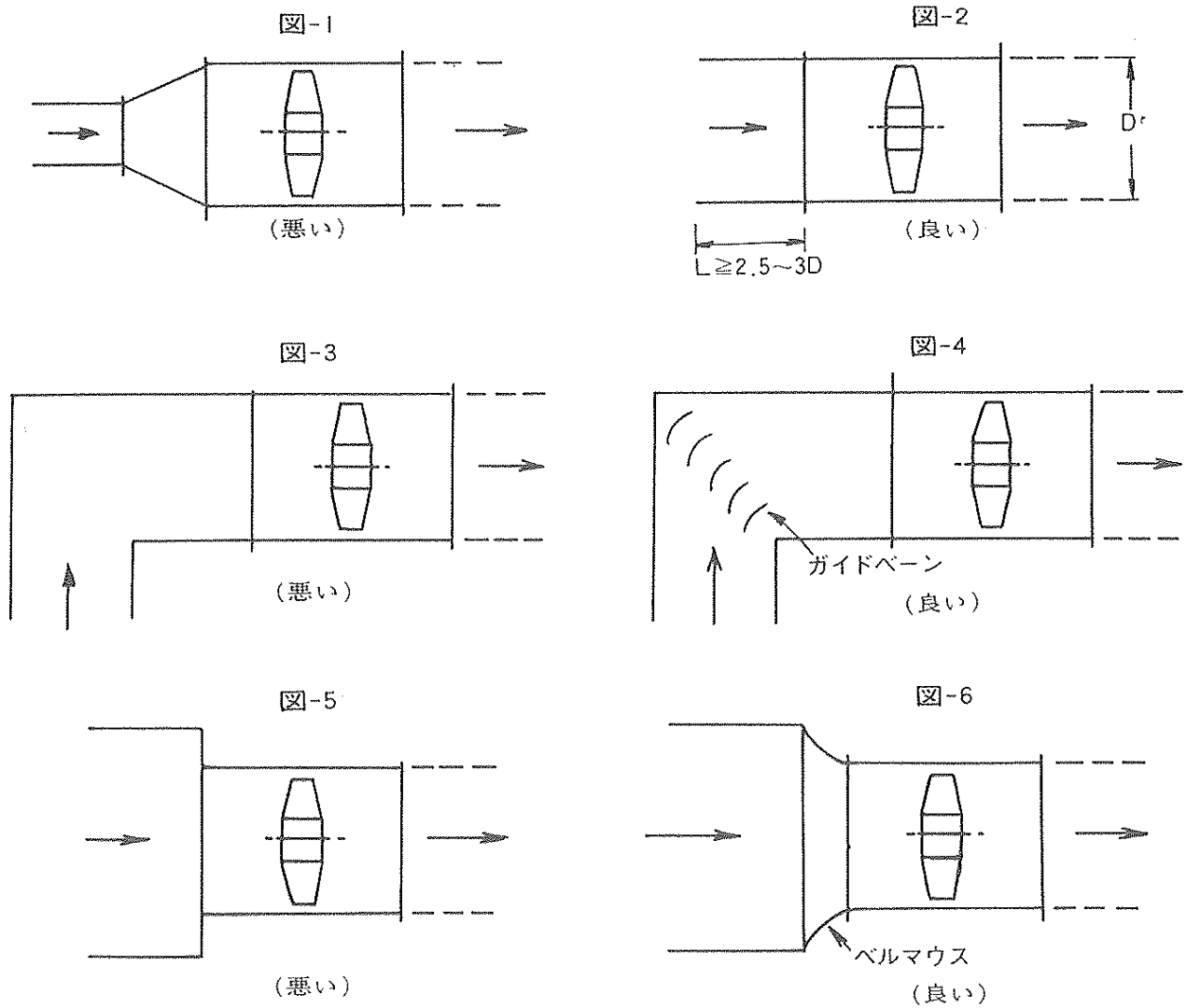
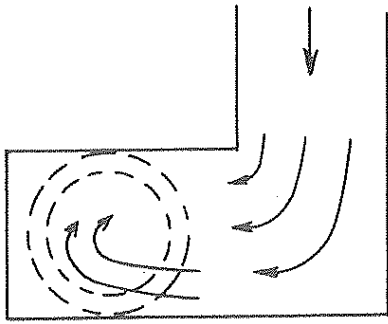
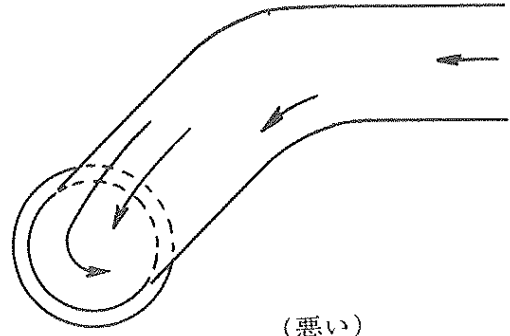


図-7



(悪い)

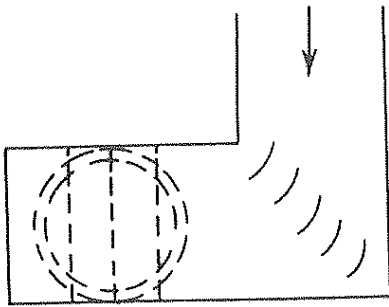
図-8



(悪い)
(同左)

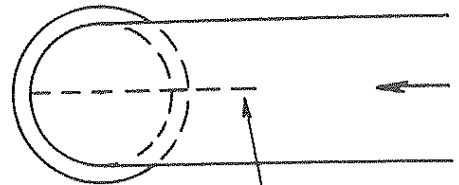
旋回が発生するため風量が減少したり、動力が増したりする。

図-9



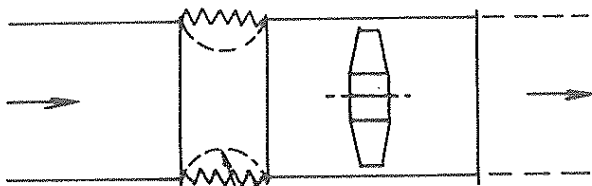
(良い)
旋回の発生を防止

図-10



仕切板
(や、良い) (同左)

図-11

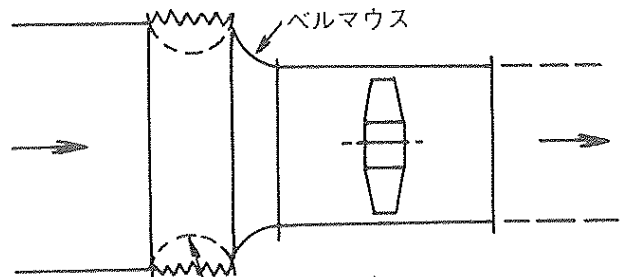


運転中の形状 (悪い)

- $P_s \leq 100\text{mmAq}$ のとき
(ファン動圧)

ピアノ線入などの剛性のあるキャンバスダクトのみ使用しても可。

図-12



ベルマウス
運転中の形状 (良い)

- $P_s \geq 100\text{mmAq}$

図-13 〈チャンバー内にファンをおくときの吸込側〉

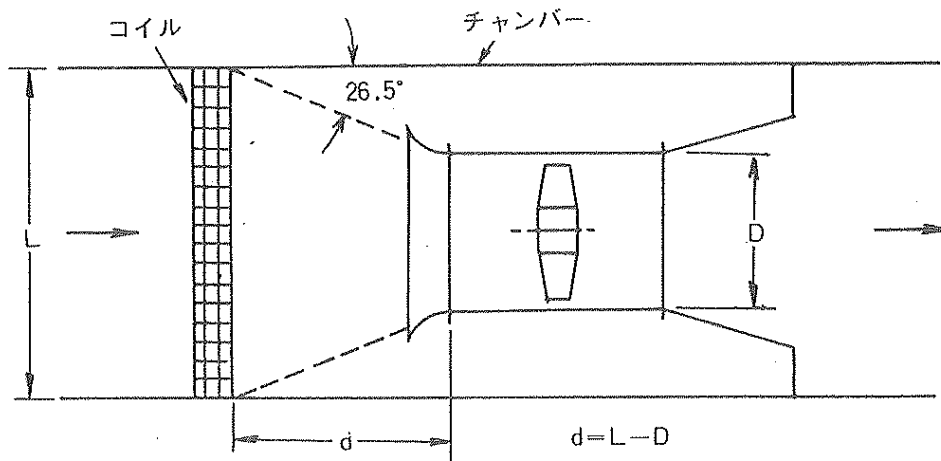
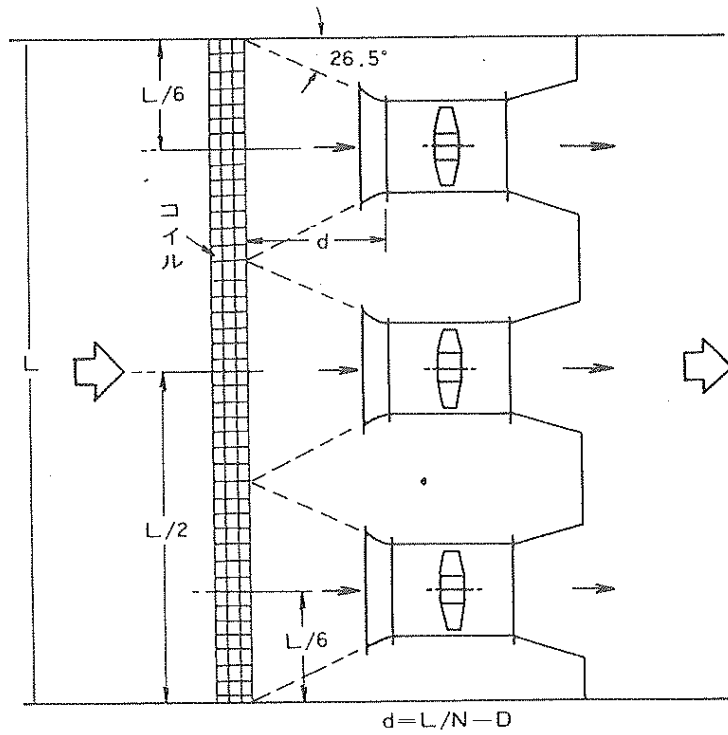


表-1 適当な吸込距離Dの値

コイルの 長辺 L (m)	ファン口径 D (m)									
	1.0		1.2		1.5		1.8		2.0	
	推奨値	最低値	推奨値	最低値	推奨値	最低値	推奨値	最低値	推奨値	最低値
2.5	1.5	1.0	1.3	0.9	1.0	0.8	0.7	0.7	0.5	0.5
3.0	2.0	1.4	1.8	1.2	1.5	1.1	1.2	0.9	1.0	0.8
3.5	2.5	1.7	2.3	1.6	2.0	1.4	1.7	1.2	1.5	1.1
4.0	3.0	2.0	2.8	1.9	2.5	1.7	2.2	1.5	2.0	1.4
4.5	3.5	2.4	3.3	2.3	3.0	2.1	2.7	1.9	2.5	1.7
5.0	4.0	2.8	3.8	2.6	3.5	2.4	3.2	2.2	3.0	2.1
5.5	4.5	3.1	4.3	2.9	4.0	2.8	3.7	2.6	3.5	2.4
6.0	5.0	3.4	4.8	3.3	4.5	4.2	4.2	2.9	4.0	2.8

図-14 コイルの長辺Lが長い場合



• 吐出側の接続法

図-15

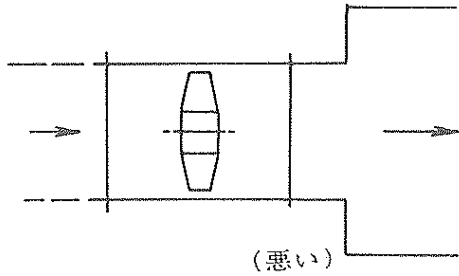


図-16

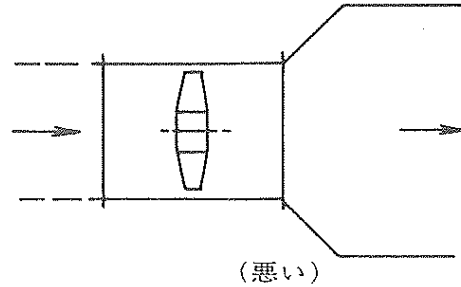


図-17

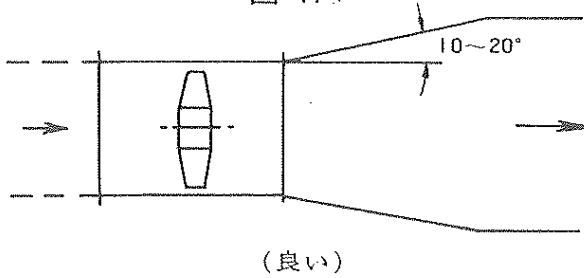
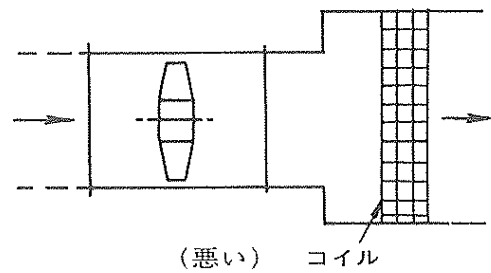


図-18 (コイルのあるとき)



圧力損失が大きく、コイル面での気流分布も悪くコイルの能力が充分でない。

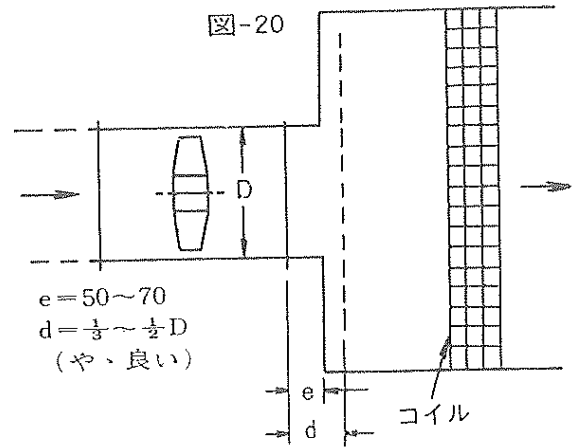
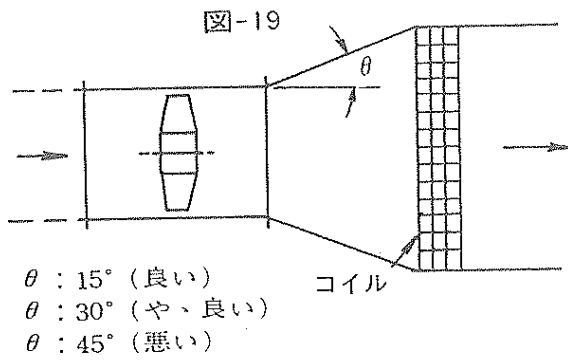


図-21 (チャンバー内にファンをおくときの吐出側)

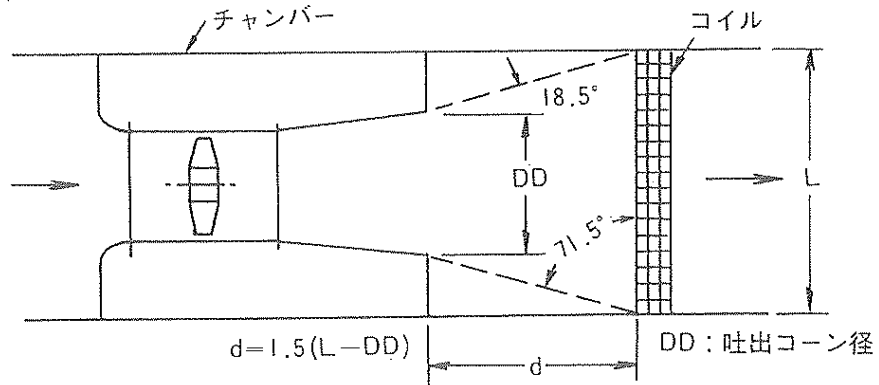


図-22 (コイルの長辺Lが長い場合)

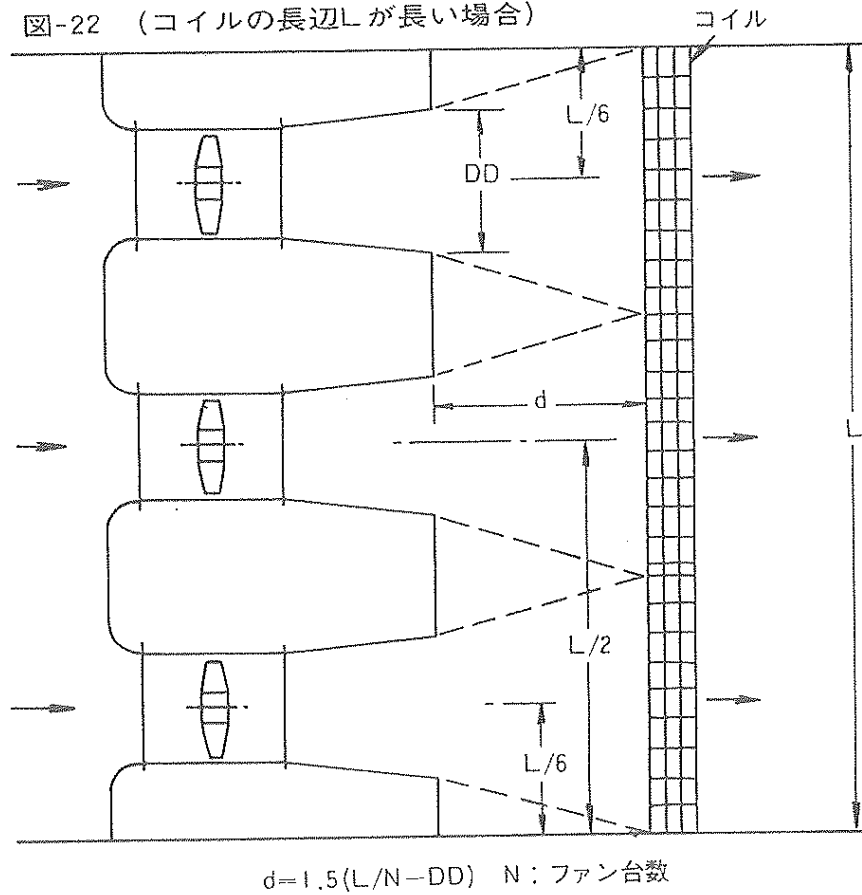
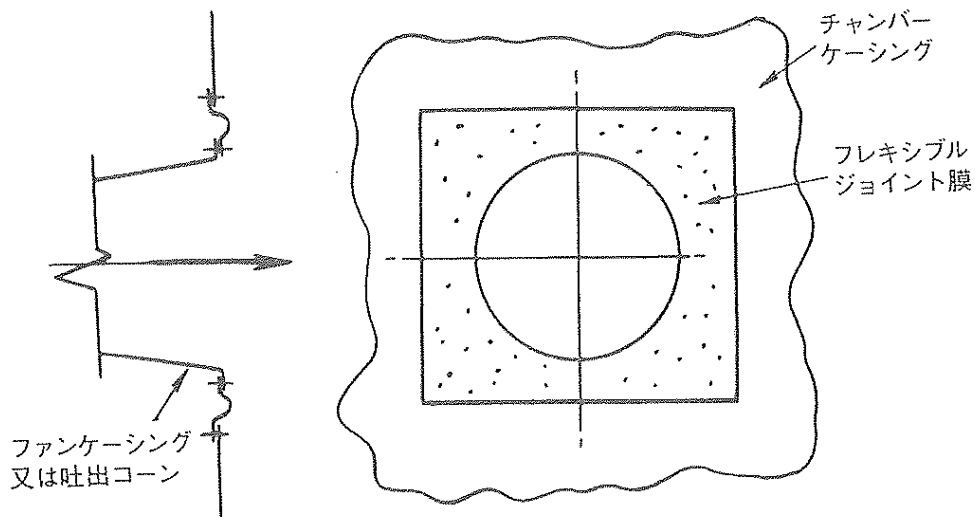


表-2 図21のdの値<JOY標準吐出コーンを付けた場合>

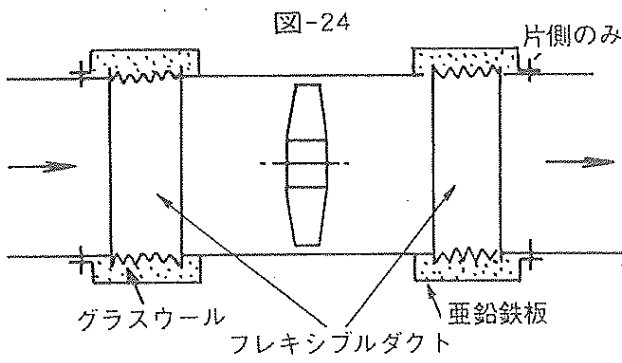
コイルの 長辺 L (m)	ファン口径 D (m)									
	1.0		1.2		1.5		1.8		2.0	
	推奨値	最低値	推奨値	最低値	推奨値	最低値	推奨値	最低値	推奨値	最低値
2.5	1.8	1.2	1.5	1.0	1.1	0.7	0.6	0.6	0.5	0.5
3.0	2.5	1.6	2.3	1.4	1.8	1.2	1.4	0.9	0.8	0.6
3.5	3.2	2.1	2.9	1.9	2.4	1.6	2.1	1.3	1.6	1.0
4.0	3.9	2.6	3.6	2.4	3.2	2.1	2.8	1.8	2.3	1.4
4.5	4.6	3.0	4.4	2.9	3.8	2.6	3.5	2.3	2.9	1.9
5.0	5.3	3.5	5.1	3.3	4.6	3.0	4.2	2.7	3.6	2.4
5.5	6.0	3.9	5.7	3.7	5.3	3.4	4.8	3.2	4.3	2.8
6.0	6.8	4.4	6.6	4.2	6.0	3.9	5.6	3.8	5.0	3.4

図-23 チャンバーに直接接続する場合

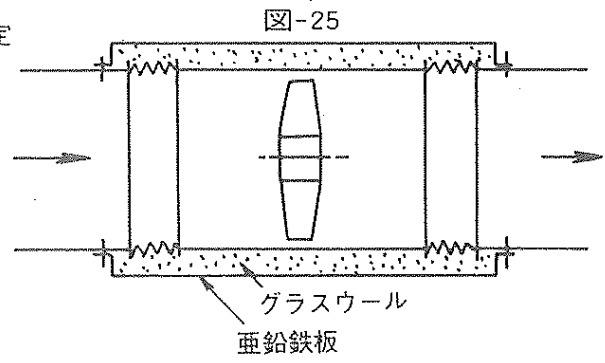


この接続方法は日本ではまだ適当なフレキシブルジョイント膜がないので検討を要する。

・フレキシブルダクト<キャンバス・ダクト>部の遮音法<ファン室への騒音伝達の防止>



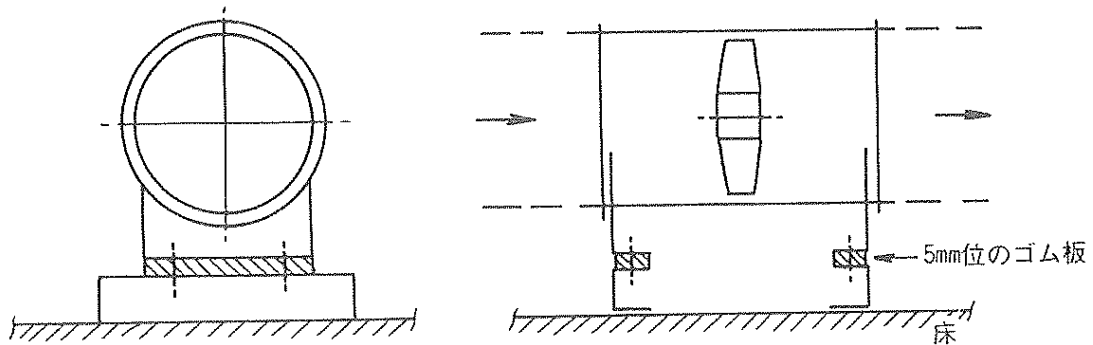
フレキシブルダクトのみラギングした場合



フレキシブルダクトおよびファンケーシング両方をラギングした場合

・据付方法

図-26 (チャンネル等の鋼材の上に置くとき)



金属音の発生防止で防振のためではない。
従ってコンクリートの架台に置くときはゴム板はいらない。

図-27 (天井づり)

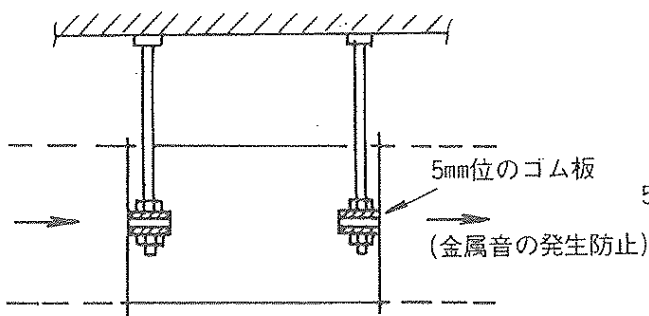
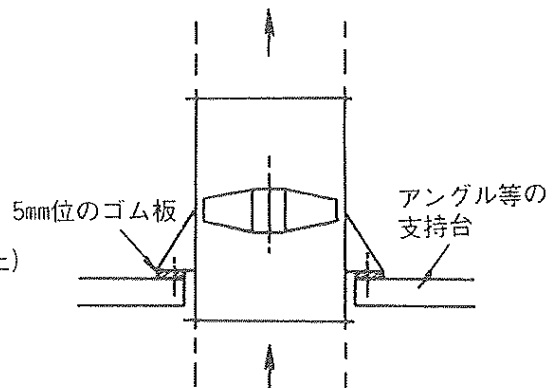


図-28 (豎形)



F-10 運転管理

- 運転開始後における送風量の管理
- 装置抵抗の増減によるもの
- 絞り装置〈ダンパー、ベーンコントローラー等〉の誤動作あるいは破損
- フィルター、コイル、エリミネーター等の目詰りまたは破損
- 装置系の老化現象

- 送風機自体によるもの
- 電源の変動およびVベルトのゆるみ等による回転数の変化
- 送風機の老化現象
 - 羽根車の部分欠損
 - 風切部の欠損
 - 吸込口スキマ寸法のくずれ
 - ケーシングの欠損
 - 錆の堆積
 - サクションベーンコントローラーの破損
- ケース内への水溜り
- 羽根車への異物付着
- チェック項目
- 電流〈入力〉
- 各部吐出口の風速
- 送風機吸込口および吐出側の静圧と両者の差圧
- 送風機の回転数

- 機械的運転状態の管理
- 振動状態
- 軸受温度および回転音
- Vベルトおよびカップリング

・送風機による冷房負荷

冷房時に冷風を給気送風機で送る際、送風機のなした仕事はエネルギーとなって、そのほとんどが送風空気中につたわり、これが熱となって冷房負荷となる。一般にはこの熱は、室内冷房負荷を計算する際に、余裕または安全率として加えるのであるが、高速ダクト方式などのように、送風機静圧が高い場合には、単に余裕として加えるだけでは危険なこともある。このようなときは送風機によって加わる熱を計算して負荷に加えねばならない。

この送風機からの熱について考えてみると、

$$\begin{aligned} & \text{電動機から送風機軸につたえられる仕事〈A〉} \\ & = \text{送風空気の圧縮に要する仕事〈B〉} \\ & + \text{ランナー回転に伴う諸損失エネルギー〈C〉} \\ & + \text{ベアリング損失等の諸機械損失エネルギー〈D〉} \end{aligned}$$

となる。

送風機が有効にはたす仕事は〈B〉であるが、〈C〉〈D〉のような損失があるので、送風機に必要な動力は〈A〉となり、ここでつぎのように送風機効率〈 η 〉が定まる。

$$\eta (\%) = 100 \times \frac{(B)}{(A)} \quad \dots\dots\dots \textcircled{1}$$

また〈B〉は理論的に次式で考えられる。

送風空気の圧縮に要する仕事〈B〉

$$\text{kcal/Hr} = \frac{632Q \cdot \Delta p}{75 \cdot 3,600} \quad \dots\dots\dots \textcircled{2}$$

ここに、 $Q = \text{送風量 } \text{m}^3/\text{Hr}$

$\Delta p = \text{送風機の全圧 } \%Aq$

〈これは送風機出口における静圧と動圧を加えたもの〉

さて、〈B〉、〈C〉、〈D〉なるエネルギーは、冷房負荷にどのように影響するであろうかを説明すれば、

〈B〉は圧縮仕事であるので、空気は圧力があがると同時に、加えられたエネルギーに相当して温度も上昇する。実際には風量が多いとこの温度上昇はわずかである。

〈C〉は主に渦流損失で、空気流の中で消費されるエネルギーであるので、これも熱となって空気の温度上昇を伴う。

〈D〉はベアリングでの摩擦損失や、振動・騒音などに消費されるエネルギーで、そのほとんどは空気流の外に消散してゆく。

したがって、空気流に加わるエネルギーは〈B〉と〈C〉であって、これはいずれも空気の温度上昇を伴う。送風機が冷却コイルの下流側にある場合は、この温度上昇はそのまま室内まで持ち越されるので、これを室内顕熱負荷として取扱うと便利である。反対に、送風機が冷却器の上流側にある場合〈二重ダクト方式などにこの配置が多い〉は冷却コイルのところでこのための温度上昇も冷却されるから、室内負荷とならずに、冷却コイルの負荷に追加される。

なお、送風空気の得た圧力は、ダクト中を流れてゆく間に、摩擦損失によって減ってゆくのであるが、このときに発生する摩擦熱は、圧縮された空気が膨張してゆくときの冷却作用とバランスするので、ダクト途中での摩擦による温度上昇はない。実際に、送風機からの熱を負荷に加える場合、上記の〈D〉をも一緒に含めてしまって、送風機軸馬力を熱量に換算して〈 $HP \times 632 = kcal/Hr$ 〉負荷に加えればよいのであるが、負荷計算時には、まだ送風機の馬力は勿論、送风量も未知のことが多いので、つぎのように室内顕熱負荷に対する割合で示されると非常に便利である。

すなわち、

$$Q = \frac{q_s}{0.29 \cdot \Delta t} \quad \dots\dots\dots ③$$

〈1〉〈2〉式より

$$\begin{aligned} A &= 100 \times \frac{B}{\eta} = \frac{100 \cdot 632 \cdot Q \cdot \Delta p}{75 \cdot 3,600 \cdot \eta} \\ &= 0.234 \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} \quad \dots\dots\dots ④ \end{aligned}$$

〈3〉〈4〉式より

$$A/q_s =$$

〈3〉〈4〉式より

$$A/q_s = \frac{0.234 \cdot \Delta p}{0.29 \cdot \Delta t \cdot \eta} = 0.81 \frac{\Delta p}{\Delta t \cdot \eta} \dots\dots\dots(5)$$

ここに、

q_s = 室内顕熱負荷 kcal/Hr

Δt = 吹出温度差 (空内設計温度 - 給気温度) °C

A = 送風機からの熱 kcal/Hr

このように、(5)式によって、送風機からの熱は、室内顕熱に対する割合(この場合は小数点以下の数値)で示される。 Δp 、 Δt は設計方法や送風方式によって推定できるし、 η は送風機種類によって大体の値がある。

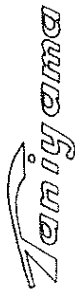
しかし実際には(5)には前記の〈D〉のエネルギーも含まれているので、このような空気流に含まれないものを除いた実用的な数値表をここに紹介する。

この表は Carrier Corporation の資料をメートル法に換算したものである。

「中央式装置」は送風機〈全圧〉効率を70%、「個別式装置」は50%としてある。また、「送風機モーターが空調スペースまたはケーシング内に配置されている場合」とあるのは、モーター効率80%としてモーター本体からの発熱も加えてある。前記に説明したように送風機がコイルの下流側にあるときは、この表によって得た顕熱負荷を室内顕熱負荷に加え、上流側にあるときは、これを冷却コイル負荷に加える。

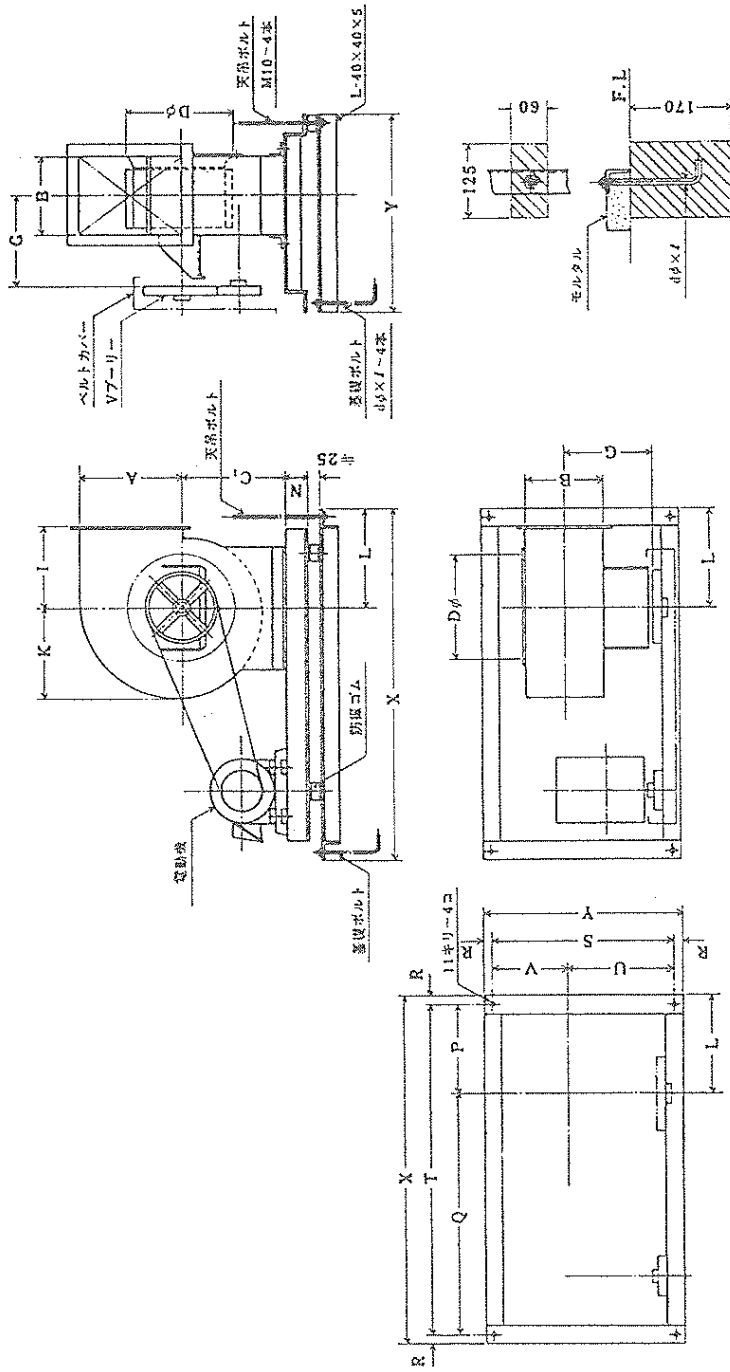
送風機による冷房負荷

	送風機 全圧 mm 水柱	中央式装置						個別式装置					
		室温と給気温度との差℃						室温と給気温度との差℃					
		5	7.5	10	12.5	15	17.5	5	7.5	10	12.5	15	17.5
室内顕熱に対するパーセント													
送風機モーターが空調スペースあるいはケーシング内に配置されていない場合	15	1.5	1.1	0.8	0.7	0.6	0.5	2.8	2.0	1.5	1.2	1.0	0.8
	20	2.3	1.6	1.2	0.9	0.8	0.7	4.0	2.9	2.1	1.6	1.3	1.2
	25	3.0	2.0	1.5	1.2	1.0	0.9	5.2	3.6	2.6	2.1	1.7	1.6
	30	3.9	2.7	2.0	1.5	1.3	1.2	6.5	4.6	3.6	2.6	2.2	2.0
	40	5.1	3.7	2.7	2.2	1.8	1.5	8.8	6.3	4.5	3.5	3.0	2.5
	50	6.7	4.7	3.5	2.8	2.3	2.0	11.2	7.9	5.7	4.5	3.8	3.4
	75	11.0	7.7	5.8	4.6	3.9	3.3	17.7	12.6	9.3	7.5	6.2	5.4
	100	16.7	11.5	8.5	6.9	5.5	4.8						
	125	20.5	14.0	10.4	8.6	7.2	6.2						
	150	27.0	19.0	13.6	11.0	9.0	7.8						
200		28.0	21.2	17.2	14.2	12.3							
送風機モーターが空調スペースあるいはケーシング内に配置されている場合	15	2.1	1.5	1.1	0.8	0.7	0.6	3.6	2.5	1.8	1.5	1.2	1.1
	20	3.0	2.1	1.6	1.2	1.1	0.9	5.0	3.6	2.6	2.0	1.7	1.5
	25	3.8	2.7	2.0	1.6	1.4	1.2	6.3	4.3	3.2	2.6	2.2	2.0
	30	5.0	4.0	2.5	2.0	1.7	1.5	7.6	5.5	4.0	3.2	2.6	2.4
	40	6.7	4.6	3.5	2.8	2.3	2.0	10.5	7.3	5.5	4.3	3.6	3.1
	50	9.0	6.0	4.5	3.6	3.0	2.6	13.2	9.0	7.0	5.5	4.6	4.0
	75	15.0	9.8	7.5	6.0	4.9	4.2	21.0	15.0	11.0	8.7	7.1	7.3
	100	20.5	14.4	10.6	8.5	7.0	6.2						
	125	26.0	17.6	13.2	10.8	8.8	7.8						
	150	33.0	22.5	16.8	13.2	10.8	9.6						
200		33.5	25.8	20.5	17.0	14.6							



F-11 タニヤマ送風機寸法表

MAF 多翼送風機寸法表 No.1
 〈防振架台付吸込式〉



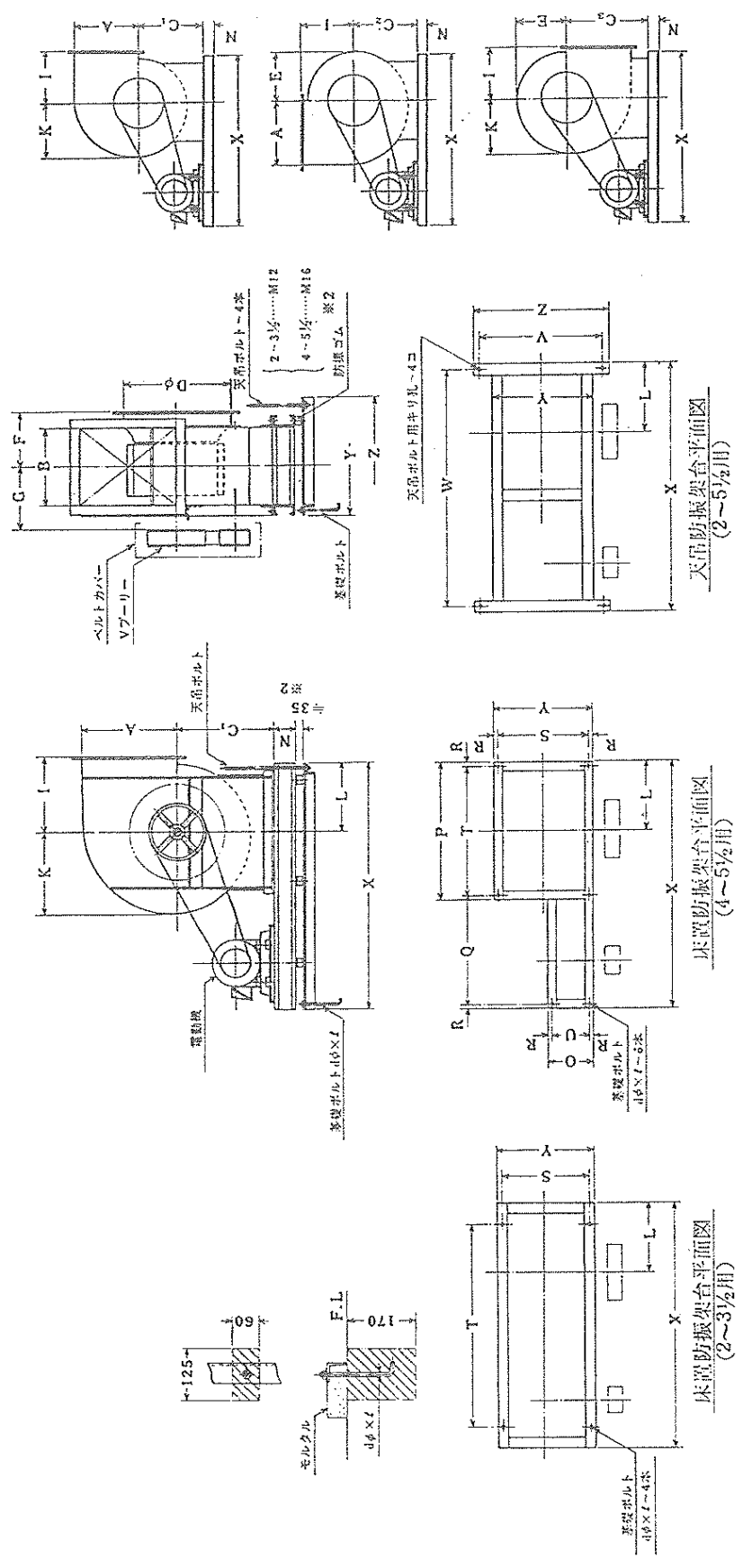
床置・天吊防振架台平面図

平面図

呼び 番号	ケーシング					芯高					防振共通架台					基礎ボルト		山形鋼用フランジ						
	A	B	C	E	I	K	G	C ₁	C ₂	C ₃	L	N	P	Q	R	S	T	U	V	X	Y	d	φ	
1	140	115	165	115	130	130	168	150	150	200	150	50	130	510	20	360	640	210	150	680	400	M10	160	L 25×25×3
1 ¼	190	150	203	158	145	178	186	200	200	240	150	50	130	510	20	360	640	220	140	680	400	M10	160	L 25×25×3
1 ½	228	178	243	184	184	204	200	230	230	280	220	50	200	630	20	410	830	240	170	870	450	M10	160	L 25×25×3
1 ¾	268	212	284	204	204	230	215	250	250	320	220	50	200	630	20	410	830	245	165	870	450	M10	160	L 25×25×3

注：天吊形の場合、天吊ボルトは貴社にてご用意下さい。

MAF 多翼送風機寸法表 No.2
 (防振架台片吸込式)



MAF 多翼送風機寸法表 No.2

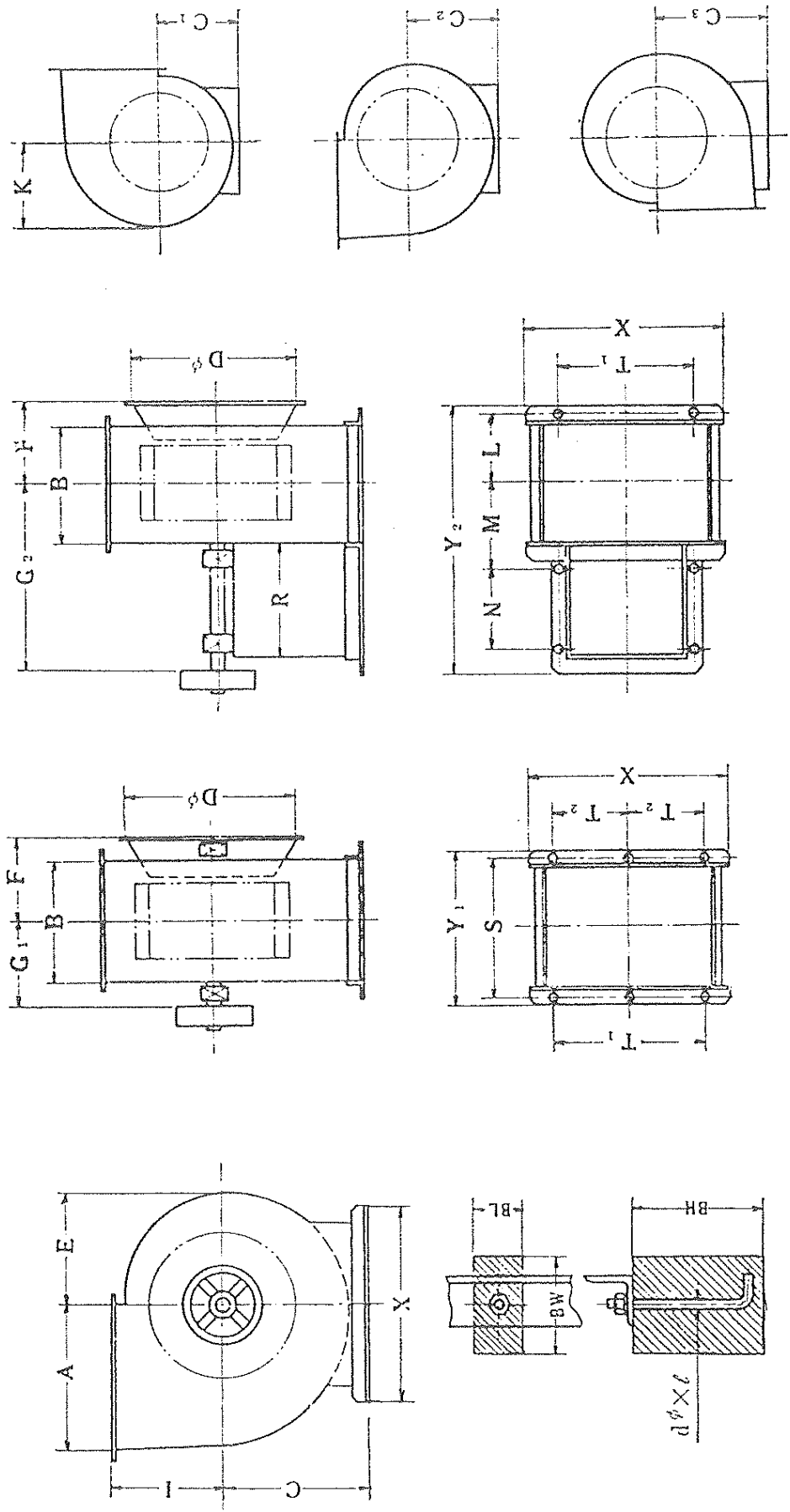
(mm)

呼び番号	ケーシング										防振共通架台										基礎ボルト		山形鋼相フランジ					
	A	B	D	E	F	G	I	K	C ₁	C ₂	C ₃	※L	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	※X	Y	Z	d	φ	吐出・吸込側
	2	300	240	335	228	185	215	240	254	300	300	375	220	75	—	—	18	284	730	—	440	886	930	320	500	M10	160	L 25×25×3
2½	375	300	412	280	225	245	280	318	375	375	450	250	75	—	—	18	344	800	—	500	956	1000	380	560	M10	160	L 25×25×3	
3	450	360	500	336	255	295	346	382	450	450	530	320	75	—	—	22	416	950	—	580	1106	1150	460	640	M10	160	L 30×30×3	
3½	525	420	580	392	300	325	392	446	500	500	630	340	75	—	—	25	476	1040	—	650	1182	1240	526	710	M10	160	L 30×30×3	
4	600	480	670	448	330	355	448	510	560	560	710	400	100	270	800	25	536	750	220	620	1442	1500	586	700	M10	160	L 30×30×3	
4½	675	540	750	506	360	410	506	572	640	640	800	460	100	280	920	25	612	870	230	700	1534	1600	662	780	M10	160	L 40×40×3	
5	750	600	825	562	390	440	562	636	690	690	900	450	100	320	900	25	672	850	270	790	1734	1650	722	870	M10	160	L 40×40×3	
5½	825	660	900	618	420	470	618	700	710	800	950	500	100	320	1000	25	732	950	270	850	1884	1800	782	930	M10	160	L 40×40×3	

注：・天吊形の場合、天吊ボルトは貴社にてご用意下さい。
 ・防振ゴムの代りにバネ等使用の際は高きはφ85になります。
 ・※印のついた寸法でく)寸法分は天吊形の場合を表わす。



MAF 多翼送風機寸法表 No.3
 〈片吸込式〉



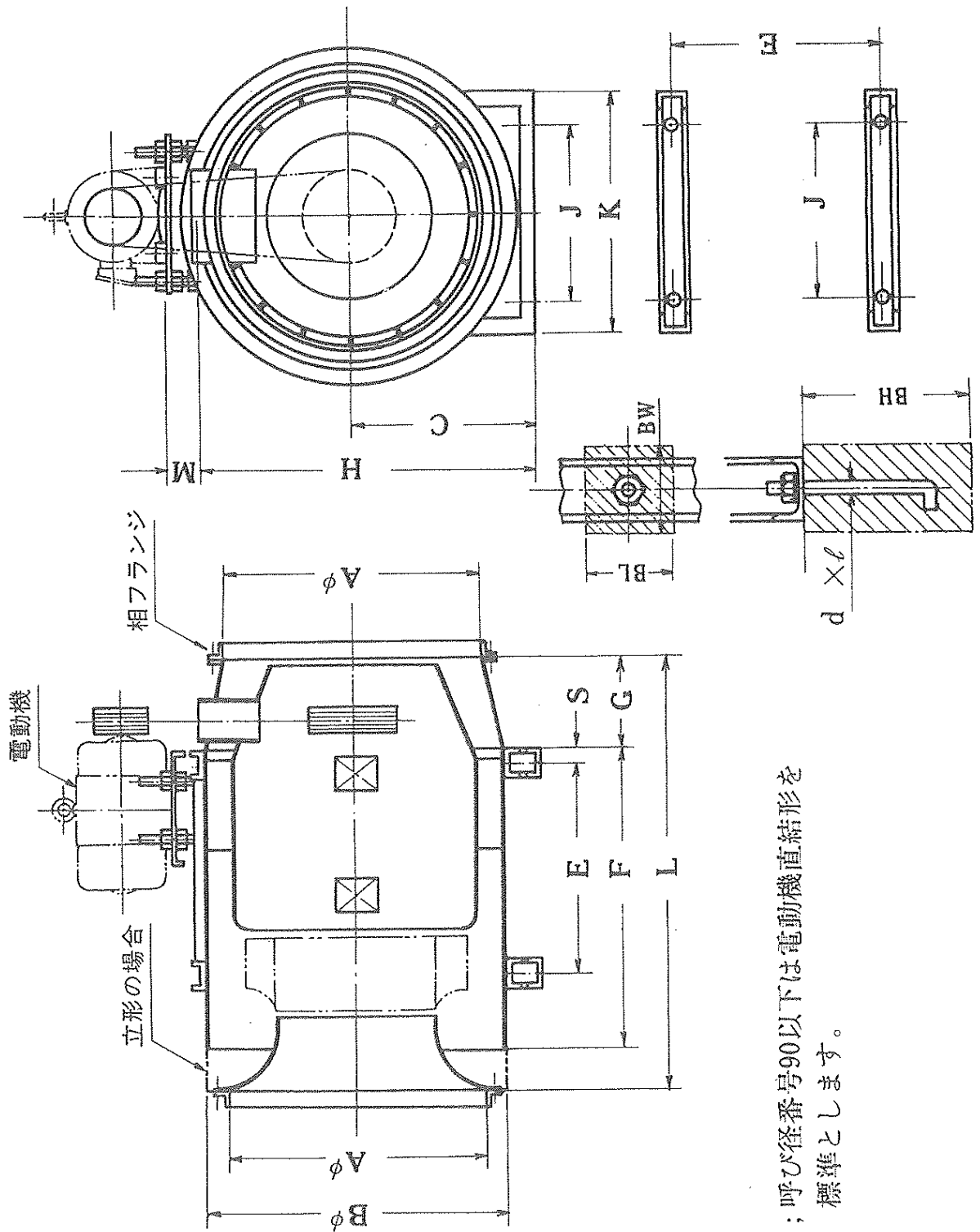
MAF 多翼送風機寸法表 No.3

呼び番号	ケーシング										芯高					ベース							基礎ボルト				山形鋼フランジ 吐出・吸込側
	A	B	D	E	F	I	K	R	※G ₁	※G ₂	C ₁	C ₂	C ₃	L	M	N	S	T ₁	T ₂	X	Y ₁	Y ₂	d	BW	BL	BH	
6	900	720	1000	674	480	674	764	710	520	1155	750	850	1060	396	475	545	792	(900)	450	1278	850	1560	M16	160	100	300	L 40×40×3
7	1050	840	1150	786	540	786	892	800	580	1305	875	1000	1180	456	535	635	912	(1050)	525	1478	970	1770	M16	160	100	300	L 40×40×3
8	1200	960	1320	898	620	898	1018	900	640	1475	1000	1120	1320	522	605	725	1044	(1200)	600	1622	1110	2010	M16	160	100	300	L 40×40×3
9	1350	1080	1500	1010	710	1010	1146	950	720	1585	1120	1250	1500	582	665	775	1164	(1350)	675	1792	1230	2180	M20	180	120	405	L 40×40×3
10	1500	1200	1650	1122	775	1120	1272	1000	780	1720	1250	1400	1650	655	750	800	1310	(1500)	750	1932	1400	2400	M20	180	120	405	L 40×40×3
<11>	1650	1320	1820	1234	855	1217	1400	—	840	—	1320	1500	1800	—	—	—	1430	—	825	2102	1520	—	M20	180	120	405	L 50×50×4
12	1800	1440	1980	1348	925	1314	1528	—	900	—	1450	1650	1950	—	—	—	1550	—	900	2272	1640	—	M20	180	120	405	L 50×50×4
<13>	1950	1520	2140	1460	995	1411	1654	—	980	—	1600	1800	2120	—	—	—	1656	—	975	2508	1770	—	M24	200	130	450	L 50×50×4
14	2100	1680	2310	1572	1075	1508	1782	—	1040	—	1680	1900	2300	—	—	—	1816	—	1050	2784	1930	—	M24	200	130	450	L 50×50×4
<15>	2250	1800	2480	1684	1155	1605	1910	—	1130	—	1800	2060	2430	—	—	—	1936	—	1125	2848	2050	—	M24	200	130	450	L 50×50×4
16	2400	1920	2640	1796	1225	1702	2036	—	1184	—	1900	2170	2600	—	—	—	2056	—	1200	3104	2170	—	M24	200	130	450	L 50×50×4
<17>	2550	2040	2800	1908	1295	1799	2164	—	1260	—	2060	2300	2720	—	—	—	2200	—	1275	3238	2340	—	M30	250	150	550	L 50×50×4
18	2700	2160	2970	2020	1375	1896	2292	—	1316	—	2130	2430	2900	—	—	—	2320	—	1350	3408	2460	—	M30	250	150	550	L 50×50×4

注：※印のついた寸法はご仕様により多少変更することがあります。〈 〉内寸法はS2形の場合とみとめます。

・〈 〉印の呼び番号(11.13.15.17)は準標準とする。

CAF 直流式静音送風機寸法表 No.4



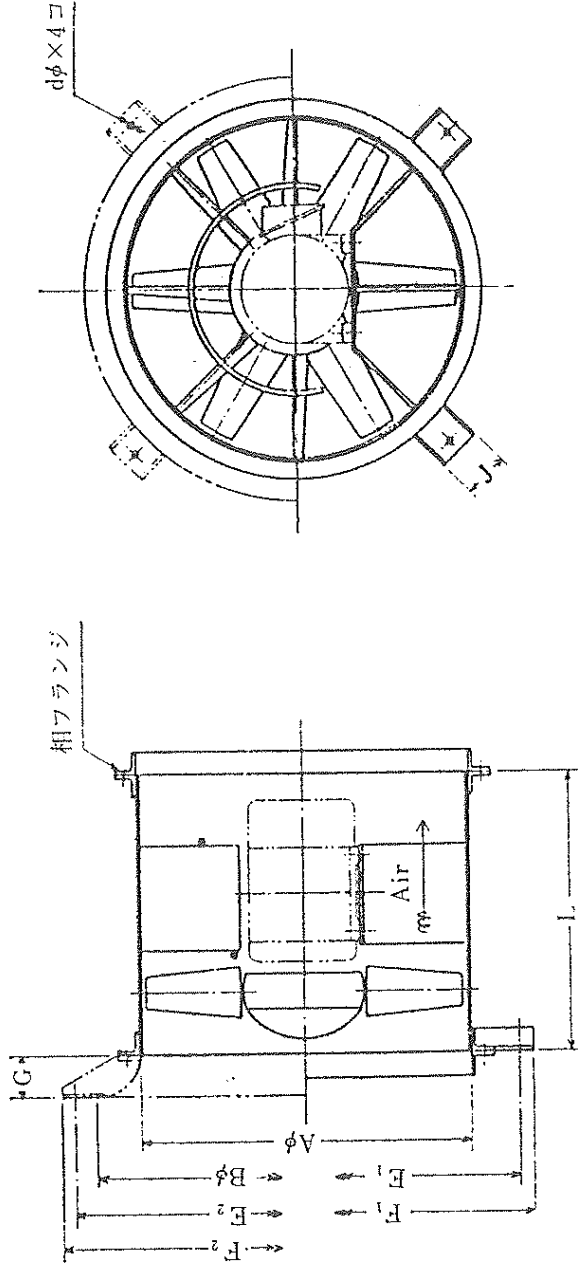
注；呼び径番号90以下は電動機直結形を標準とします。

CAF 直流式静音送風機寸法表 No.4

(mm)

呼び 番号	ケーシング					芯 高		ベ ー ス				基礎ボルト					山形鋼相フランジ	
	A	B	F	G	L	C	H	M	E	J	K	S	d	φ	BW	BL	BH	吸込・吐出側
35	355	420	480	130	610	320	530	—	336	220	320	22.0	M10	160	125	60	210	L 25×25×3
40	400	470	540	140	680	355	590	—	335	300	400	22.0	M12	200	140	80	250	L 25×25×3
45	450	530	590	160	750	375	640	—	375	330	430	22.0	M12	200	140	80	250	L 25×25×3
50	500	580	655	175	830	400	690	—	425	380	530	22.0	M12	200	140	80	250	L 30×30×3
56	560	630	700	200	900	425	740	—	450	400	550	22.0	M12	200	140	80	250	L 30×30×3
63	630	730	830	220	1050	475	840	—	530	475	625	37.5	M12	200	140	80	250	L 30×30×3
71	710	840	950	250	1200	530	950	—	600	560	710	37.5	M16	250	160	100	300	L 40×40×3
80	800	940	1080	280	1360	580	1050	—	670	600	750	37.5	M16	250	160	100	300	L 40×40×3
90	900	1050	1205	315	1520	650	1175	<120>	750	670	870	50.0	M16	250	160	100	300	L 40×40×3
100	1000	1150	1315	345	1660	690	1265	<120>	850	750	950	50.0	M16	250	160	100	300	L 40×40×3
112	1120	1250	1445	375	1820	750	1375	<120>	930	800	1000	50.0	M16	250	160	100	300	L 40×40×3
125	1250	1450	1655	435	2090	850	1575	<120>	1060	950	1150	50.0	M16	250	160	100	300	L 40×40×3
140	1400	1670	1900	500	2400	975	1810	<150>	1200	1120	1370	62.5	M20	355	180	120	405	L 50×50×4
160	1600	1870	2140	560	2700	1090	2020	<150>	1400	1250	1500	62.5	M20	355	180	120	405	L 50×50×4
180	1800	2090	2395	625	3020	1220	2265	<150>	1500	1400	1650	62.5	M20	355	180	120	405	L 50×50×4
200	2000	2300	2620	690	3310	1320	2470	<150>	1700	1500	1750	62.5	M20	355	180	120	405	L 50×50×4

TAF 軸流送風機寸法表 No.5
 〈2V形〉

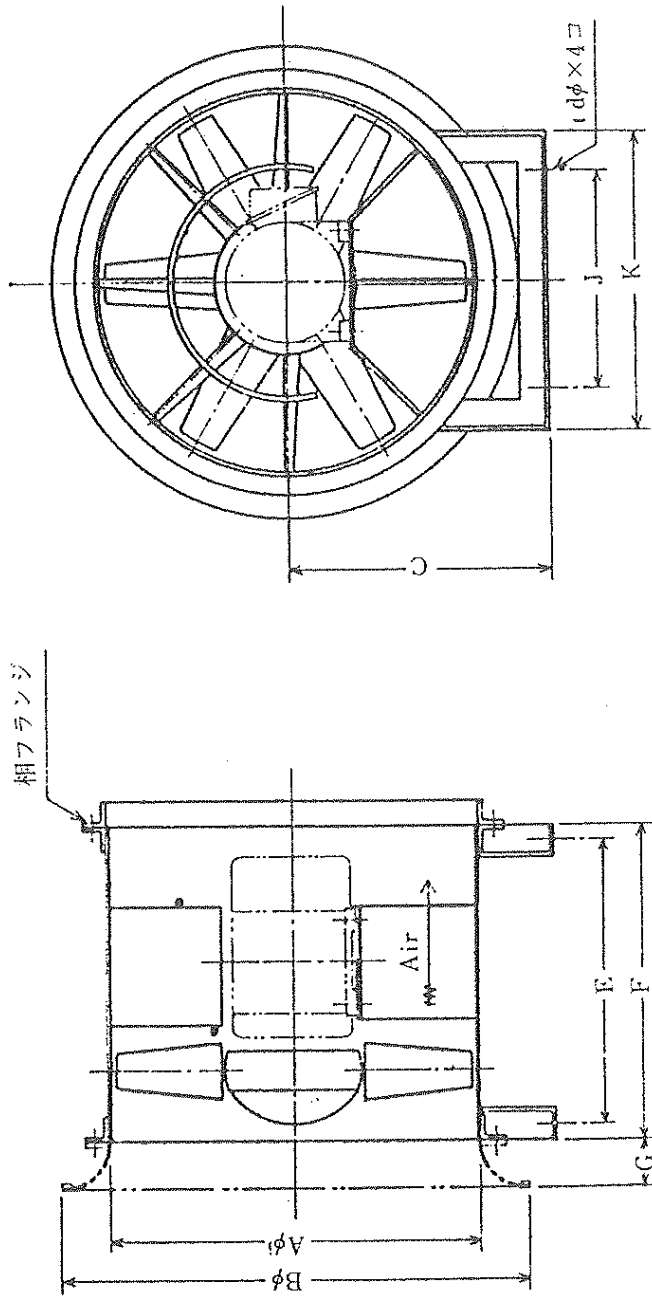


〈mm〉

呼び番号	A	B	E ₁	E ₂	F ₁	F ₂	G	J	L	d	吸込・吐出相フランジ
560	560	710	710	760	760	810	75	75	450	M12	L 40×40×3
630	630	780	780	830	830	880	75	75	475	M12	L 40×40×3
710	710	860	860	910	910	960	75	75	500	M12	L 40×40×3
800	800	1000	950	1050	1000	1100	100	100	600	M16	L 40×40×3
900	900	1100	1050	1150	1100	1200	100	100	600	M16	L 40×40×3

注：E₁およびF₁はベルマウスなし、E₂およびF₂はベルマウス付におけるアンカー寸法をあらわす。

TAF 軸流送風機寸法表 No.6
 (2H形)

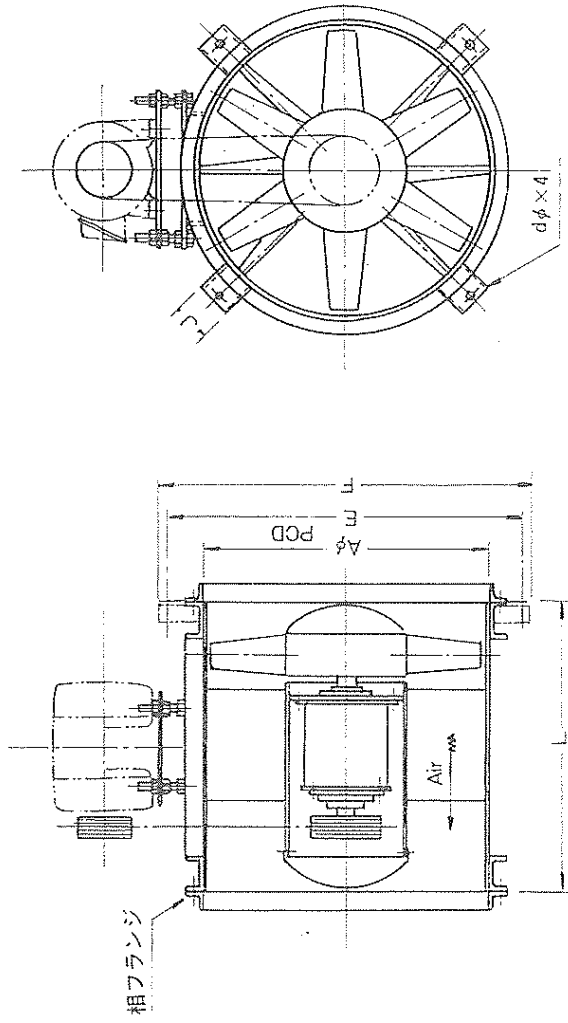


(mm)

呼び番号	A	B	C ₁	C ₂	E	F	G	J	K	d	吸込・吐出相フランジ
560	560	710	355	400	402	450	75	315	425	M12	L 40×40×3
630	630	780	400	425	419	475	75	355	475	M12	L 40×40×3
710	710	860	450	475	444	500	75	400	530	M12	L 40×40×3
800	800	1000	500	530	530	600	100	450	600	M16	L 40×40×3
900	900	1100	560	600	530	600	100	500	670	M16	L 40×40×3

注：C₁はベルマウスなし、C₂はベルマウス付における芯高をあらわす。

TAF 軸流送風機寸法表 No.7
 〈4V形〉

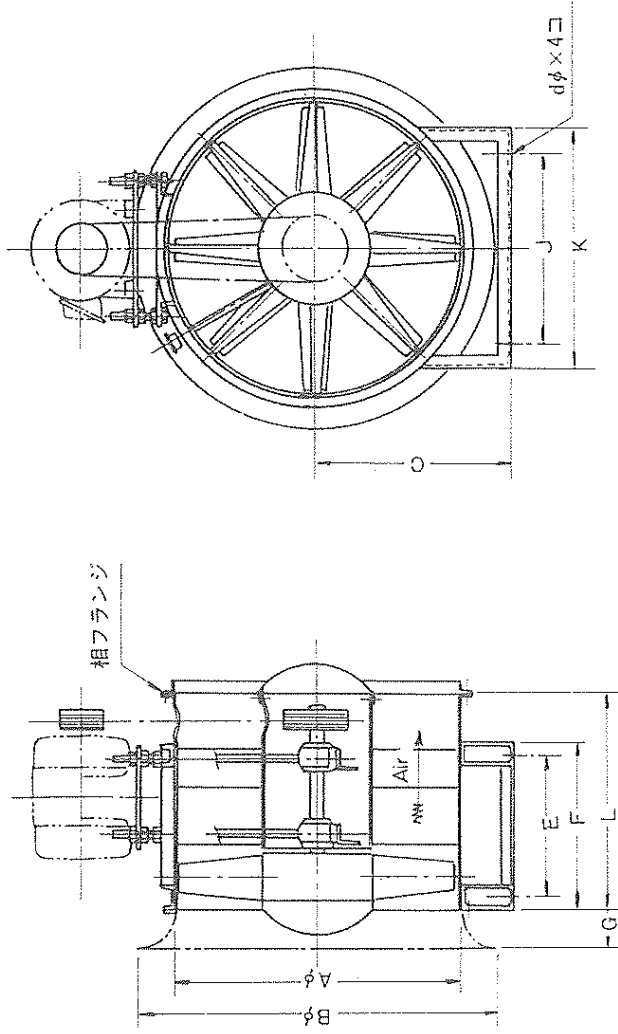


呼び番号	A	E	F	L	J	d	吐出・相フランジ	吸込・相フランジ
〈800〉	800	950	1000	750	100	M16	L40×40×3	L40×40×3
〈900〉	900	1050	1100	800	100	M16	L40×40×3	L40×40×3
1000	1000	1150	1200	1100	100	M16	L40×40×3	L40×40×3
1120	1120	1290	1360	1200	125	M16	L40×40×3	L40×40×3
1250	1250	1450	1550	1200	150	M16	L50×50×4	L50×50×4
1400	1400	1600	1700	1200	150	M20	L50×50×4	L50×50×4
1600	1600	1800	1900	1400	150	M20	L50×50×4	L50×50×4
1800	1800	2030	2130	1550	150	M20	L50×50×4	L50×50×4
2000	2000	2230	2330	1550	150	M20	L50×50×4	L50×50×4

注：〈 〉印の呼び番号(800,900)は準標準とする。

TAF 軸流送風機寸法表 No.8

〈4H形〉

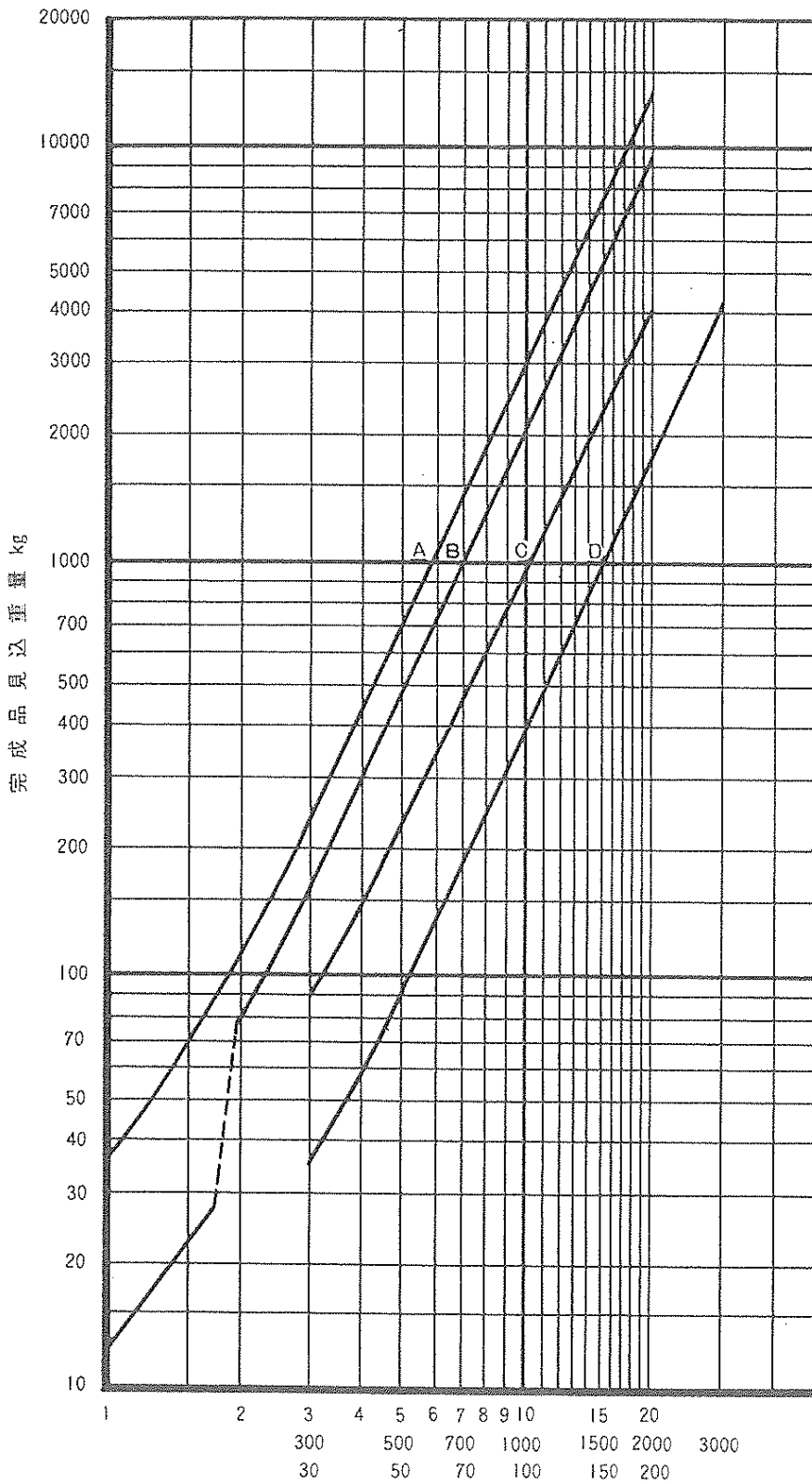


呼び番号	A	B	C ₁	C ₂	E	F	L	J	K	G	d	吸込側相フランジ	吐出側相フランジ
〈800〉	800	1000	500	530	675	750		450	600	100	M16	L 40×40×3	L 40×40×3
〈900〉	900	1100	560	600	505	580	800	500	670	100	M16	L 40×40×3	L 40×40×3
1000	1000	1250	600	670	605	680	900	560	750	125	M16	L 40×40×3	L 40×40×3
1120	1120	1370	670	730	555	630	830	630	850	125	M16	L 40×40×3	L 40×40×3
1250	1250	1550	750	825	580	680	890	710	950	150	M16	L 50×50×4	L 50×50×4
1400	1400	1700	800	900	630	730	1000	800	1060	150	M20	L 50×50×4	L 50×50×4
1600	1600	2000	900	1060	700	800	1080	900	1180	200	M20	L 50×50×4	L 50×50×4
1800	1800	2200	1030	1150	755	880	1170	1020	1320	200	M20	L 50×50×4	L 50×50×4
2000	2000	2460	1130	1280	825	950	1300	1200	1500	230	M24	L 50×50×4	L 50×50×4
2240	2240	2700	1250	1400	975	1100	1550	1400	1700	230	M24	L 50×50×4	L 50×50×4
2500	2500	2960	1400	1530	1075	1800	2300	1600	1900	230	M24	L 50×50×4	L 50×50×4

注：C₁はベルマウスなし、C₂はベルマウス付における芯高、〈 〉印の呼び番号(800,900)は準標準とする。

L寸法は使用電動機により多少変更することがあります。

送風機完製品重量曲線図

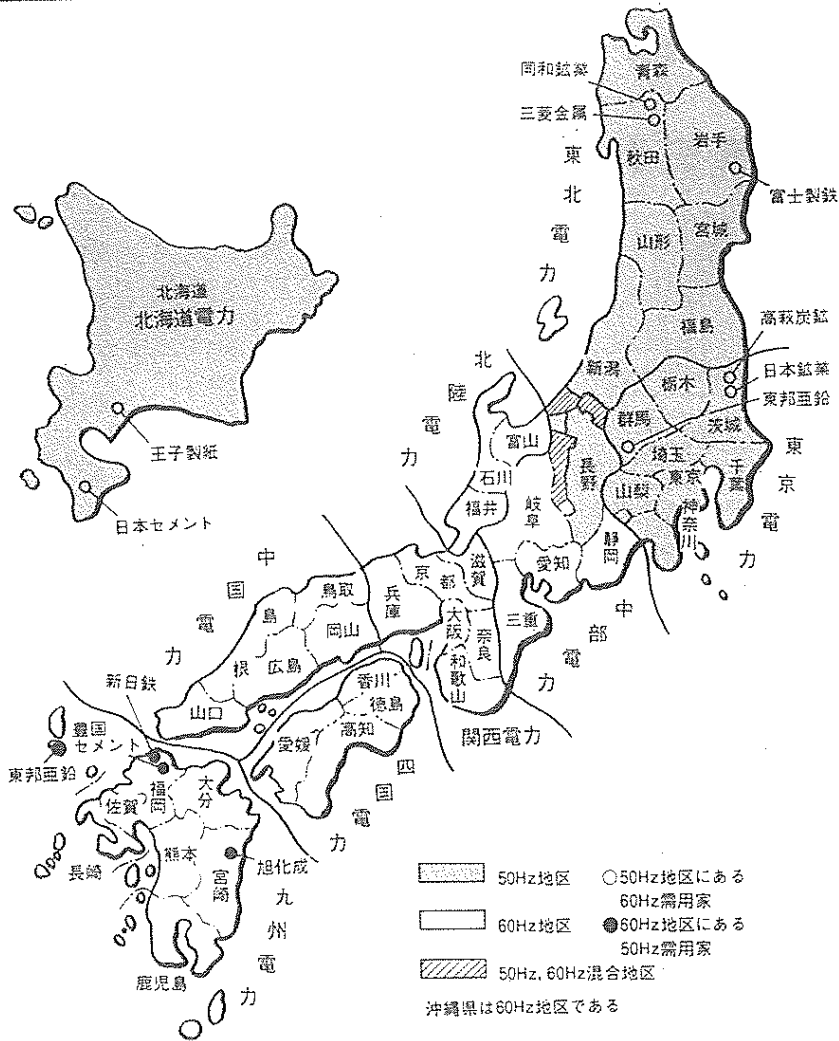


- A. 両吸込式遠心送風機
- B. 片吸込式遠心送風機
- C. CAF セントリー
ラインファン
- D. TAF 一段式軸流送
風機

- 注1. 遠心送風機は標準形
MAF多翼送風機と
LAFリミットロー
ドファンのみとし共
用するものとする。
2. Vプーリ重量は含む。
3. TAF軸流送風機の
場合は電動機重量を
含む。
4. 吸込側ベンコントロ
ール付きおよび電動
機直結、Vベルト掛
けの場合も同じ重量
とみなす。
5. 送風機の大きさの上
段は遠心送風機の呼
び番号を中段はTAF
軸流送風機の呼び番
号を下段はCAFセ
ントリーラインファ
ンの呼び番号を表わ
す。

F-12 ヘルツ分布図

・日本国内



・海外国別 ヘルツ分布表

周波数	国名 (または地域)				
〈50Hz〉	・中国(*)	・香港	・マカオ	・南・北ベトナム	・ラオス
	・タイ	・カンボジア	・ビルマ	・マレーシア	・シンガポール
	・インドネシア	・オーストラリア	・ニュージーランド	・ネパール	・パキスタン
	・インド	・セイロン	・アフガニスタン(*)	・クウェート	・レバノン
	・サウジアラビア	・シリア	・イラン	・ヨルダン	・イラク
	・アフリカ諸国(*)	・イスラエル	・トルコ	・ヨーロッパ諸国	
	・ブラジル	・アルゼンチン	・ボリビア	・チリ(*)	・ウルグアイ
〈60Hz〉	・韓国	・北朝鮮	・台湾	・フィリピン	・サウジアラビア
	・メキシコ(*)	・コスタリカ	・ドミニカ	・エクアドル	・パナマ
	・カナダ	・アメリカ(*)	・キューバ	・ベネゼエラ(*)	・コロンビア
	・ボリビア	・ブラジル	・ペール(*)		

*印は国内の一部の地域で他の周波数(50Hzの国なら60Hz)を使っている。