

***Orientalmotor***

TECHNICAL MANUAL

テクニカルマニュアル  
ファン&サーマルマネジメント編





# もくじ

まえがき .....	5
------------	---

## 1

サーマルマネジメント .....	7
1.1 適切な温度管理が求められる理由 .....	7
1.2 サーマルマネジメントを実現する 商品構成 .....	8
1.3 装置の稼働環境とサーマルマネジメント ...	10

## 2

ファンモーターの種類と構造 .....	13
2.1 ファンモーターの種類 .....	13
2.2 ファンモーターの構造と送風原理 .....	14
2.3 付加機能 .....	17

## 3

ファンモーターの基礎知識 .....	29
3.1 ファンモーターの回転原理 .....	29
3.2 圧力損失とシステムインピーダンス .....	33
3.3 風量－静圧特性 .....	36
3.4 風量－静圧特性の測定方法 .....	37
3.5 ファンモーターの出力 .....	40
3.6 ファンモーターの設置方法の違いによる 特性の変化 .....	43

## 4

ファンモーターの騒音 .....	47
4.1 騒音とは .....	47
4.2 騒音に関する基本用語 .....	47
4.3 1/3オクターブバンド周波数分析 .....	49
4.4 騒音の合成 .....	50
4.5 距離と騒音 .....	51
4.6 騒音の低減 .....	51

## 5

ファンモーターの長寿命化技術 .....	57
5.1 信頼性と寿命 .....	57
5.2 ファンモーターの構造と玉軸受の寿命 .....	58
5.3 転がり疲れ寿命 .....	58
5.4 グリース寿命 .....	60

## 6

ファンモーターの効果的な使い方(流路) .....	63
6.1 ファンモーターの種類 .....	63
6.2 ファンモーターの取り付け方向 .....	63
6.3 仕切り板 .....	65
6.4 ファンモーター付近の穴や隙間 .....	66
6.5 ファンモーターから部品までの距離、 エアチャンバー .....	67
6.6 ファンモーターから壁までの距離 .....	68

## 7

ファンモーターの選定 .....	69
7.1 計算による必要風量の求め方 .....	69
7.2 測定による必要風量の求め方 .....	76
7.3 ファンモーターの選定例 .....	78
7.4 ブロワの選定例(ダクト排気の場合) .....	86
7.5 まとめ .....	89

## 8

ヒーター .....	91
8.1 ヒーターの主な用途 .....	91
8.2 ヒーターの種類と特徴 .....	93
8.3 加熱方式による分類 .....	94
8.4 ヒーターの選定計算 .....	96
8.5 まとめ .....	98

---

# もくじ

## 9

周辺機器 .....	99
9.1 周辺機器の圧力損失.....	99
9.2 フィンガーガード .....	99
9.3 フィルター .....	102
9.4 スクリーン .....	104
9.5 ブロワ用取付金具 .....	105
9.6 ダクト継ぎ手.....	105
9.7 温度スイッチ.....	106
あとがき .....	109



---

# まえがき

---

ファンは電気を風力に変える装置で、換気、冷却、物体の吸着など多くの用途に用いられています。

コンピュータや電子機器など、電力を消費する機器は熱を発生します。近年、これらの機器の小型化が進み、装置に搭載できる点数が増えてきました。それに伴い装置から発生する熱も増加するようになり、従来の自然空冷では装置を適切に冷却することが難しくなってきました。当社では、スーパーコンピュータの冷却用にプロペラファンが採用された実績から、大型プロペラファンのラインアップを充実させてきました。また、電子機器が使われる環境も広がりを見せ、低温や結露への対策も不可欠となっています。

このような状況から当社では、プロペラファン、ブロワ、クロスフローファンといった送風機器のほか、低温・結露対策用のヒーターも揃え、熱設計の要望に幅広くお応えしています。

このテクニカルマニュアルでは、ファンやヒーターをより良くお使いいただけるよう、構造・原理・諸特性について解説します。



# 1 サーマルマネジメント

精密機器や電子機器は電力を消費し、同時に熱も発生しています。これらの機器から発生する熱が原因で装置全体の過熱が引き起こされると、電子機器の破損や装置の故障を招くおそれがあります。その結果、装置だけでなく生産システム全体が停止するなど、過熱による影響は小さくありません。また、低温による結露や凍結なども、装置の稼働に影響を及ぼします。

このような熱や湿度によるトラブルを未然に防ぎ、24 時間 365 日安全に装置を稼働できる商品やサービスを、弊社ではサーマルマネジメントシステムと呼んでいます。

## 1.1 適切な温度管理が求められる理由

サーマルマネジメントで温度や湿度を管理するメリットには、主に次のようなものがあります。

- 温度コントロール
- 予知保全・予防保全による装置の安定稼働
- 機器のトラブル削減
- 消費電力の削減
- 機器の長寿命化
- メンテナンスコストの削減



図 1.1 サーマルマネジメントの効果

適切な温度管理によって、機器のトラブルを防止します。温度管理が不要な時は自動で停止させることで、消費電力の削減や長寿命化につながります。ファンの異常を事前に検知させることで、予知保全の計画を立てることが可能になります。これらによって、結果的にメンテナンスのトータルコストを削減する効果をもたらします。

## 1.2 サーマルマネジメントを実現する商品構成

効果的な温度管理のシステムを構築するために、オリエンタルモーターでは図 1.2 に示した商品を揃えています。

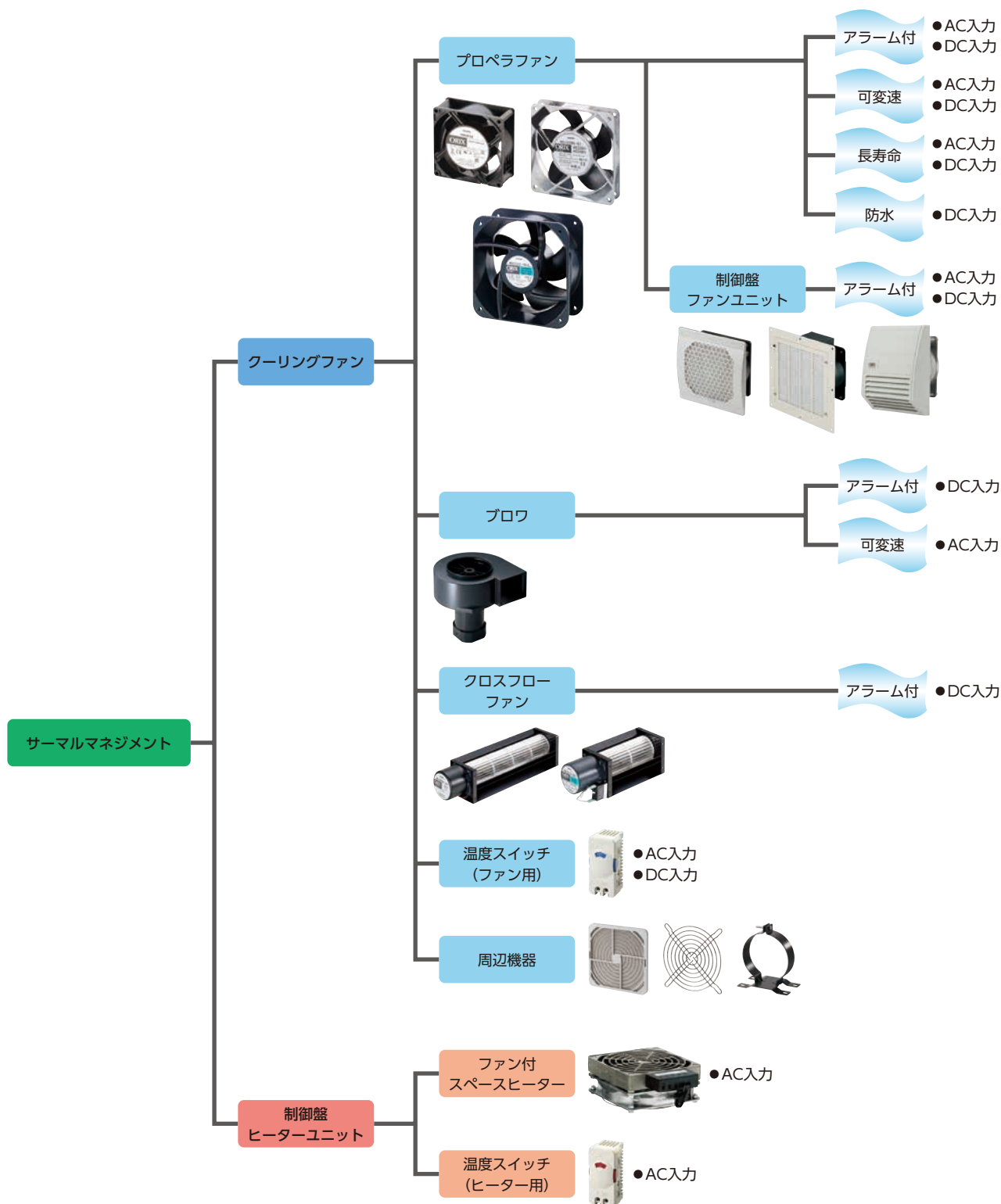


図 1.2 サーマルマネジメント商品体系

### a. クーリングファン

クーリングファンは、主に換気や冷却に使用します<sup>1)</sup>。クーリングファンには、プロペラファン、ブロワ<sup>2)</sup>、クロスフローファンの3種類があります。

プロペラファンにフィンガーガードやフィルターなどの周辺機器を組み付け、装置に取り付けやすくしたものが制御盤ファンユニットです。筐体のサイズや素材、フィルターの性能などによって使い分けられます。

### b. 周辺機器

クーリングファンを安全で効果的に使用するための周辺機器を揃えています。

- フィンガーガード: 手や物がファンの羽根に触れないようにするガードです。
- フィルター: 塵埃などの異物が筐体の内外部から混入することを防ぎます。
- スクリーン: 電磁波をカットします。
- ブロワ用取付金具: ブロワを取り付ける金具です。
- ブロワ用ダクト継ぎ手: ブロワをダクト送風に用いる場合、ブロワとダクトを結合させる継ぎ手です。

周辺機器の使い方や効果については、9章で説明します。

### c. 制御盤ヒーターユニット

クーリングファンが主に換気や冷却を目的として使用されるのに対し、制御盤ヒーターユニットは筐体内または装置の一部を温める目的で使用されます。室内外の温度差や昼夜の温度変化によって発生した結露が装置に影響を与える場合、制御盤ヒーターユニットで装置内の温度を上げると効果的です。

結露のメカニズムやヒーターの原理、効果的な使い方については、8章で説明します。

### d. 温度スイッチ

温度スイッチにはファン用とヒーター用があります。どちらもスイッチに設定した温度に達すると接点がONになり、ファンまたはヒーターの運転が始まります。ファン用温度スイッチの場合は、設定した温度を4℃以上下回るとファンの運転を停止します。ヒーター用温度スイッチの場合は、設定した温度を4℃以上上回るとヒーターの運転を停止します。温度スイッチによってファンやヒーターを必要なときだけ運転できるため、ランニングコストを抑えることができます。

温度スイッチの仕組みや効果的な使い方については、9.7節で説明します。

1) ファンモーターの使用目的は換気や空冷が一般的だが、種類や特性によっては吸着や吹き付けなど、幅広い用途に使われている。

2) シロッコファンとも呼ばれる。

## 1.3 装置の稼働環境とサーマルマネジメント

装置や筐体の大きさ、材質、実装密度、設置環境、稼働状況などによって、温度の管理方法は変わります。また、熱対策だけでなく、湿度の管理も求められるようになってきました。

ここでは、装置の稼働環境ごとに対策事例を紹介します。

### 1.3.1 装置内をクリーンに保ちたい場合

塵埃や水滴などが装置の周辺に多く存在すると、これらの物質が装置内に入り込みやすくなり、装置内が汚染されるおそれがあります。

このような場合、ファンには熱の排出だけでなく、汚染物質を取り込まない役割が求められます。

図 1.3 は、装置の下部に吸込用のファン、上部に吐出用のフィルターを取り付けた例です。熱は装置の上側に溜まりやすいため、ファンで下側から冷えた空気を取り入れ、上側から排出することで効率良く冷却できます。また、ファンが空気を押し込むことで装置内部の圧力が高まるため、装置の継ぎ目やケーブル穴などから汚染物質が入り込みにくくなります。

吸込用のファンにフィルターを装着すると、さらに装置内をクリーンに保つことができます。

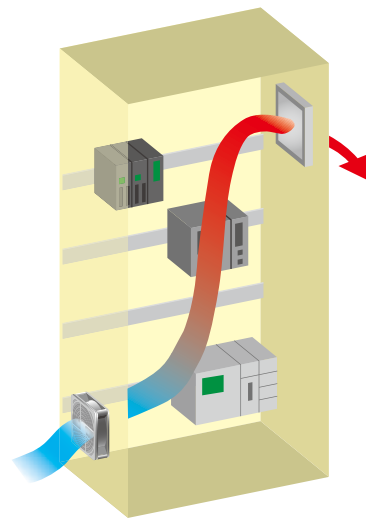


図 1.3 装置内をクリーンに保ちたい場合

### 1.3.2 装置内の実装密度が高い場合

熱源を有する機器を多く実装している場合、筐体内の温度が上がりやすくなります。このような場合は、外気を吸い込むファンだけでなく、装置内部の熱を吐き出すためのファンが必要です。

図 1.4 は、装置の下部に吸込用のファン、上部に吐出用のファンを取り付けた例です。下部のファンで冷えた空気を取り入れ (PUSH)、上部のファンで筐体内の熱い空気を押し出します (PULL)。これを PUSH-PULL 方式といい、熱い空気が装置内に拡散することなく排出されます。PUSH-PULL 方式では、吐出用のファンに静圧の高いものを使うと、より効果的に冷却できます。

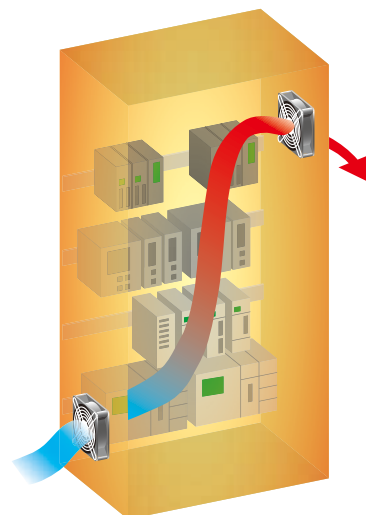


図 1.4 装置内の実装密度が高い場合

### 1.3.3 装置内の塵埃などを排出したくない場合

装置周辺のクリーン度が高く、装置内に溜まった塵埃などを外部に排出できないときは、装置内の圧力を下げる対策が有効です。

図 1.5 は、装置の下部に吸込用のフィルター、上部に吐出用のファンを取り付けた例です。ファンで装置内の空気を排出しますが、同時に装置内の圧力も下がるため、装置の継ぎ目やケーブル穴などから汚染物質が漏れ出しにくくなります。

吸込用のフィルターに防塵効果の高いものを使うと、より効果的です。

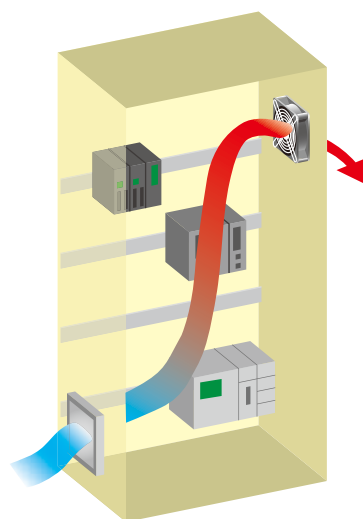


図 1.5 装置内の塵埃などを排出したくない場合

サーマルマネジメントを総合的に用いることで、より安全で効率的な運用が行えます。さらには騒音を低減したり、装置の寿命を延ばす効果も得られます。

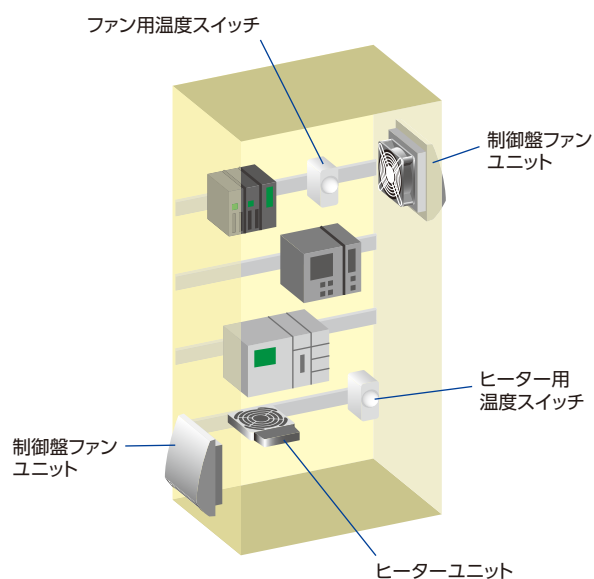


図 1.6 サーマルマネジメントの例

以後の章では、ファンやヒーターの原理、特徴、具体的な使い方について述べていきます。





## 2 ファンモーターの種類と構造

ファンの種類と構造、特徴について解説します。

### 2.1 ファンモーターの種類

当社のファンにはプロペラファン（軸流ファン）、ブロワ（遠心ファン）、クロスフローファン（横流ファン）の3種類があります。

表 2.1 ファンモーターの種類

種類	形状	構造	特徴と適している用途
プロペラファン			<p>特徴</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• ブロワに比べて風量が多い。</li><li>• ラインアップが豊富。</li></ul> <p>適している用途</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• 装置全体の換気冷却</li><li>• 高密度実装装置の冷却（大型プロペラファン）</li></ul>
ブロワ			<p>特徴</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• プロペラファンに比べて静圧が高い。</li><li>• 圧力損失が大きい装置では騒音が低い。</li><li>• 風に指向性がある。</li></ul> <p>適している用途</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• 局所的な冷却</li><li>• 高密度実装装置の冷却（大型ブロワ）</li><li>• ダクトを使用した送風・排気</li><li>• エアによる吸着</li></ul>
クロスフローファン			<p>特徴</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• 軸方向への長い送風が可能。</li><li>• 幅が広くて均一な送風。</li></ul> <p>適している用途</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• 広範囲の均一な冷却</li><li>• 幅が広い実装基板の冷却</li><li>• エアカーテン</li></ul>

用途に合ったファンを選ぶには、ファンの構造と特徴を知ることが重要です。

## 2.2 ファンモーターの構造と送風原理

### 2.2.1 プロペラファン（軸流ファン）

円筒状のハブに羽根を取り付けたファンです。羽根が回転すると回転軸方向から空気を吸い込み、回転軸方向に送風します。羽根の動きに沿って空気が送られるため整流する必要がなく、簡単でコンパクトな構造になっています。プロペラファンはフレームサイズに比べて大きな風量が得られるため、機器内部を換気冷却する用途に適しています。

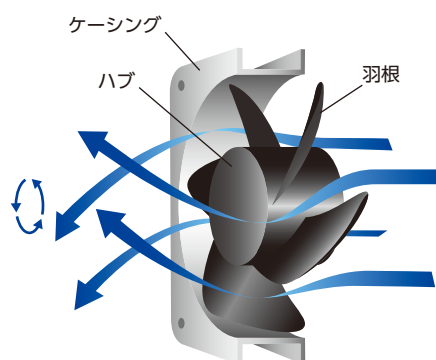
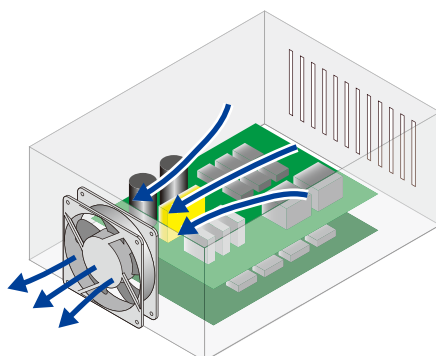


図 2.1 プロペラファンの構造と風の流れ

• 電子機器内部の換気冷却



• 高密度実装機器の冷却

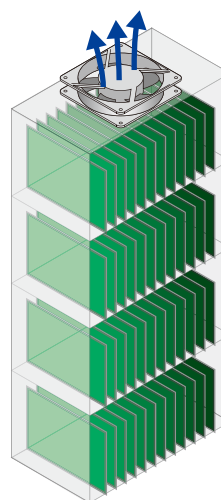


図 2.2 プロペラファンの主な用途

当社では、プロペラファンにフィルターメディアやカバー、フィンガーガードなどの周辺機器を装着した制御盤ファンユニットもご用意しています。一体構造のため、取り付け時間の短縮に貢献できます。

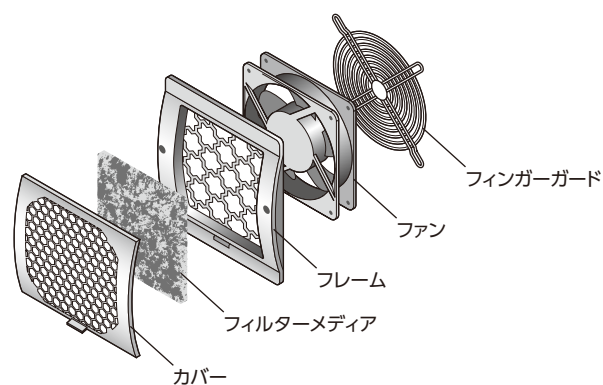


図 2.3 制御盤ファンユニット

## 2.2.2 ブロワ (遠心ファン)

円筒状に配置されたランナー(前向き羽根)の遠心力によって、回転軸に対しほぼ垂直な向きに旋回流が発生します。発生した旋回流は、スクロールと呼ばれるケーシングによって一方向に整流され、圧力も上昇します。吐出口を絞ることで一方向に風が集中するため、局所冷却に用いられます。また、静圧が高いことから、風の通りにくい装置の冷却や、ダクトを使った送風にも適しています。静圧が高い特性を生かして、吸着の用途にも適しています。

当社ではブロワと称していますが、シロッコファンとも呼ばれます。

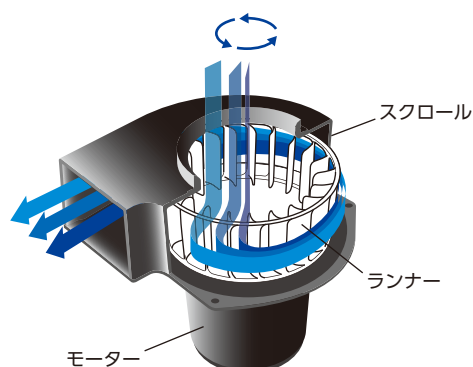
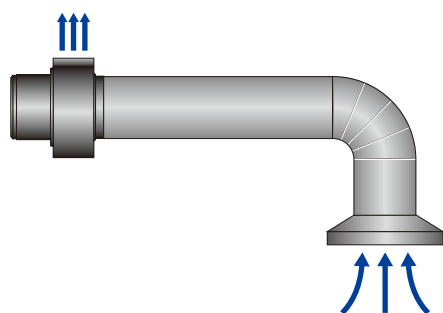
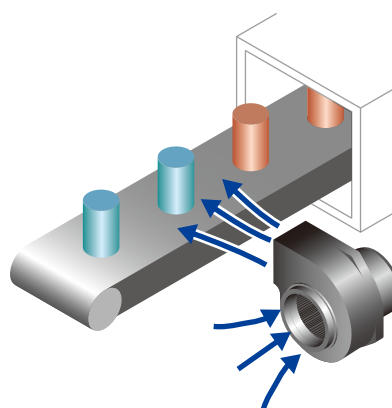


図 2.4 ブロワの構造と風の流れ

• 静圧を利用したダクト送風



• 吹付冷却・乾燥



• エアによる吸着

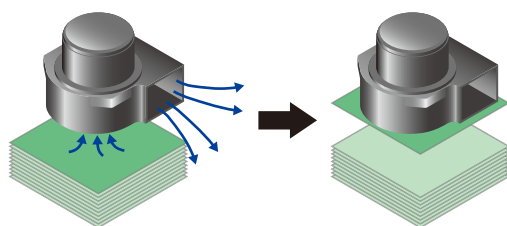


図 2.5 ブロワの主な用途



### シロッコファン

シロッコファンの名前は、イタリアに吹く季節風「シロッコ」に由来します。シロッコは、初夏にアフリカのサハラ砂漠から地中海を越えてイタリアに吹く暑い南風のことです。北アフリカでは乾燥していますが、地中海を越えるときに湿度を含むため、イタリアに到達すると高温湿潤な風になります。時にサハラ砂漠の砂を伴った砂嵐になることもあります。アフリカではギブリと呼ばれます。

イタリア語で scirocco または sirocco、英語で sirocco と表記します。シロッコファン(多翼送風機)は英語で multi-blade blower ですが、当社ではブロワ (blower) としています。



### 2.2.3 クロスフローファン (横流ファン)

ブロウに似たランナー (前向き羽根) を持ち、回転軸方向の側面が側板で覆われた構造をしています。そのため、軸方向からの気体の流入がなく、ランナー内を通り抜ける貫流が発生します。この貫流を利用したファンがクロスフローファンです。長い円筒状のランナーを用いて送風するので、風の幅を広くとることができます。また、ランナー円周に沿って風を吐き出すため、均一な風が得られます。当社のクロスフローファンは、ランナーに対してモーター部が左側に取り付けられているタイプと、右側に取り付けられているタイプがあります。両方を組み合わせて使用することで、最大 600 mm の長さの送風が可能になります。

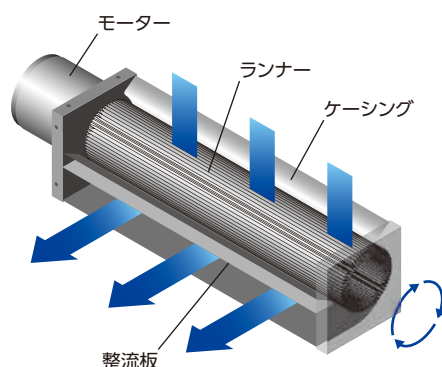
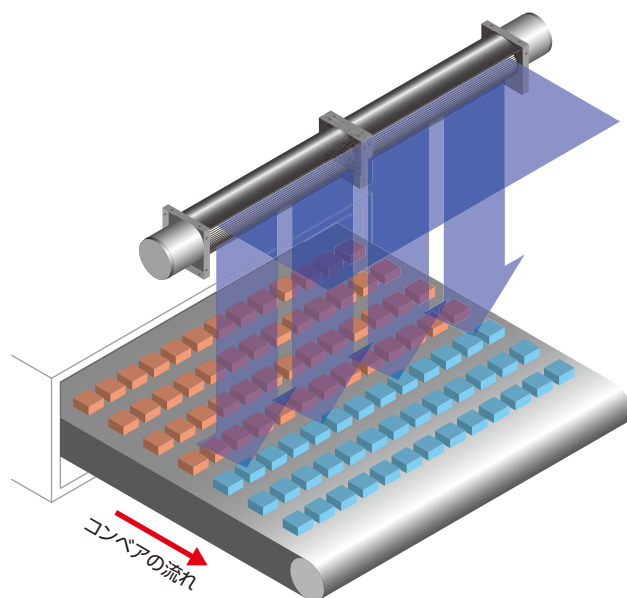


図 2.6 クロスフローファンの構造と風の流れ

- 均一な冷却・乾燥



- 狭い空間の冷却

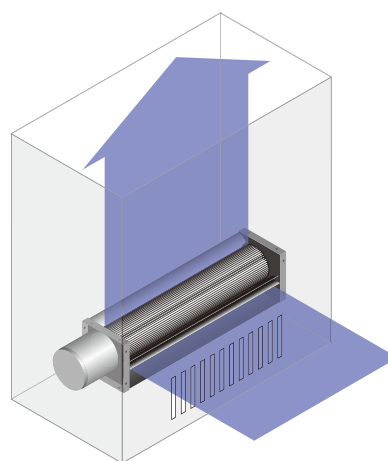


図 2.7 クロスフローファンの主な用途

## 2.3 付加機能

プロペラファン、ブロワ、クロスフローファンの付加機能について紹介します。

### 2.3.1 アラーム付ファンモーター

一般にファンの冷却能力は、羽根やランナーの回転速度に比例しています。アラーム付ファンは、羽根やランナーの回転速度が低下または停止したときにアラーム信号を出力したり、回転速度をモニタできるファンです。

#### a. アラーム付ファンモーターのメリット

アラーム付ファンを使用することで、次のような予知保全のメリットが得られます。

##### • 装置の信頼性向上

ファンの冷却能力が低下すると装置や内部機器の温度が上昇し、装置の故障を誘発するおそれがあります。アラーム付ファンが出力するアラーム信号をホストコントローラに取り込むことで、回転速度の低下をいち早く判断することができます。ファンの障害が装置に与えるダメージを最小限に抑えられ、装置の信頼性向上に貢献します。

##### • メンテナンスコストの削減

一般にファンのメンテナンスサイクルは、経験的に得たデータまたはメーカーから得た寿命データを考慮して設定されます。アラーム付ファンを使用すると、回転が低下したり停止したファンだけを交換できるため、ファンのメンテナンスコストを抑えることができます。

また、大規模な工場などファンを多くの装置に使用している場合、すべてのファンの稼動状態を目視で確認することは時間も手間もかかり非常に困難です。アラーム付ファンを使用すると、個々のファンの稼動状態を一括でモニタできるため、メンテナンス時間を短縮できるようになります。

#### b. アラームの種類と使い分け

当社のアラーム付ファンには、回転低下アラーム、回転停止アラーム、パルスセンサの3種類があります。それぞれの特徴を理解し、装置に最適なファンを使い分けてください。

##### • 回転低下アラーム

図 2.8 は、寿命や異物の混入などが原因でファンの回転が定格回転速度の約 70 % まで低下したときにアラームを出力する例です。発熱量に対して冷却能力に余裕がなく、風量の低下が装置の稼働に致命的となる場合などに適しています。

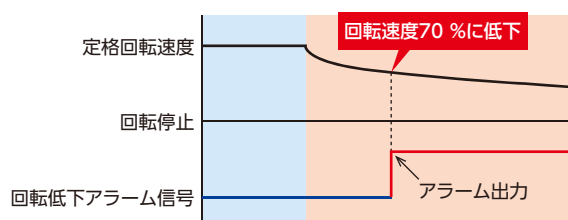


図 2.8 回転低下アラームのタイミングチャート例

●回転停止アラーム

寿命や故障などが原因でファンが停止したときにアラームを出力します。発熱量が少なく、ファンが一時的に停止しても装置の冷却に影響がない場合などに適しています。

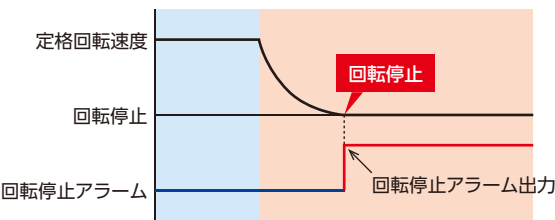


図 2.9 回転停止アラームのタイミングチャート

●パルスセンサ

ファンが1回転するたびに2パルスを出力します。出力されたパルスをホストコントローラなどに取り込むことで回転速度を監視できます。アラームが出力される回転速度を任意に設定したい場合に適しています。

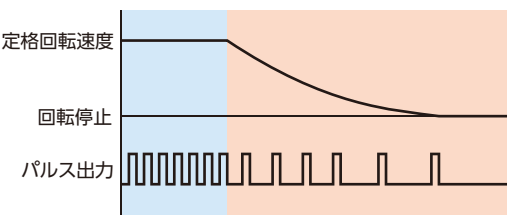


図 2.10 パルスセンサのタイミングチャート

表 2.2 パルスセンサの仕様例

出力パルス	ファン1回転当たり2周期のパルスを出力
出力形式	オープンコレクタ出力
最大定格	最大印加電圧: DC30 V 以下 最大流入電流: 10 mA 以下
出力状態	<div>●正常回転時</div> <div><math>V_{OH} \dots\dots</math> <math>V_{OL} \dots\dots</math> <math>0\text{ V} \dots\dots</math></div> <div></div> <div><math>T = T1 + T2 + T3 + T4</math></div> <div><math>T = T1 + T2 + T3 + T4 = \frac{1}{N} \text{ [s]}</math> N: 回転速度 [r/min]</div> <div><math>T1 \div T2 \div T3 \div T4 = \frac{T}{4} = \frac{60}{4N} \text{ [s]}</math></div> <div>パルス幅デューティ</div> <div><math>= \frac{T1}{T1 + T2} \div \frac{T3}{T3 + T4} = 50 \pm 10 \text{ [%]}</math></div> <div>●拘束時</div> <div><math>V_{OH} \dots\dots</math> <math>V_{OL} \dots\dots</math> <math>0\text{ V} \dots\dots</math></div>

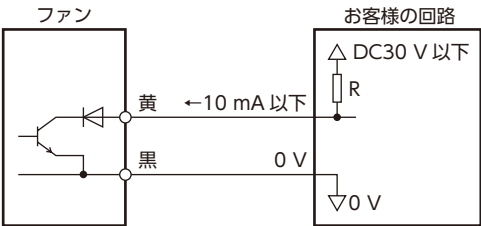


図 2.11 センサ出力回路の接続例

### c. アラーム信号の出力形式

アラーム信号の出力形式には、有接点タイプと無接点タイプがあります。

製品ごとの詳しい仕様については、最新のカatalogまたは当社の WEB サイトでご確認ください。

<https://www.orientalmotor.co.jp/>

#### • 有接点タイプ

リードリレー方式でアラーム信号を出力します。リレーは機械部品で構成されているため、ノイズに強いという特徴があります。また、リレーは出力に極性がなく、アラーム回路を直列に接続できるので、複数台のファンのアラーム回路を 1 系統で処理できます。

リレーによって、ファンの内部回路と装置の最終アラーム回路は電氣的に絶縁されるため、より信頼性の高いアラームシステム設計を実現できます。

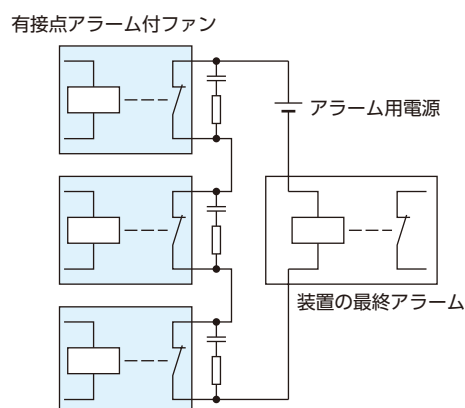


図 2.12 複数のファンモーターを接続した場合の接続例

#### • 無接点タイプ

オープンコレクタ方式でアラーム信号を出力します。機械的な接点を持たないため寿命が長く、接点からノイズが発生しません。

### d. アラーム信号の出力状態（回転低下アラーム、回転停止アラームの場合）

アラームの出力には、ノーマルオープン（A 接点）とノーマルクローズ（B 接点）があります。ノーマルオープン（A 接点）はファンの正常回転時に内部接点が OFF、異常時に ON となります。ノーマルクローズ（B 接点）はファンの正常回転時に内部接点が ON、異常時に OFF となります。

単に出力状態が相反するだけのようですが、ノーマルオープンでは断線が起こっても信号の状態が変化しないため異常の発見が遅れ、装置の故障につながるおそれがあります。一方、ノーマルクローズでは断線が起こると信号が OFF になるため、異常の検出に適しています。このことから、ノーマルクローズはフェールセーフ<sup>1)</sup>設計に適しているといえます。当社のアラーム付ファンはノーマルクローズが標準になっています。（一部製品を除く）

1) 誤操作や誤作動、故障などによって装置やシステムに障害が発生した場合、被害を最小限に抑え、安全側に制御すること。



## 2.3.2 長寿命ファンモーター

一般に熱は装置にとってストレスとなるため、装置の信頼性に影響を与えます。ファンは装置の過熱防止対策として使用されるため、ファンの長寿命化は装置の信頼性向上やコストダウンなど、さまざまな可能性をもたらします。

ここでは、当社の長寿命ファンの寿命に対する考え方と設計ポイントについて説明します。

### a. 寿命判断の基準

ファンの寿命とは、ファンの送風能力が失われたり、騒音が増大するなどして使用できなくなるまでの期間を指します。当社では、ファンの寿命を送風能力の低下によって定義しています。送風能力の低下は、「電流値の上昇」と「回転数の低下」によって判断しています。判定基準は、当社が蓄積した情報をもとに決定した値です。

表 2.3 寿命の判断基準

項目	判定基準
電流値 (定格電圧値)	定格電流の 130 % 以上に上昇
回転速度 (定格電圧時)	定格回転速度の 70 % 以下に低下

### b. 長寿命ファンモーターの期待寿命

長寿命ファンは、60 °C 以下の環境で期待寿命 10 万時間以上、残存率 90 % 以上と定義しています。

### c. 長寿命ファンモーターのメリット

長寿命ファンを使うことで、次のような効果が期待できます。

#### • トータルコストダウン

ファンの寿命が延びることで交換回数が減り、メンテナンスコストの削減につながります。

ファンの停止に起因する装置の故障頻度が低減するため、故障の対応にかかる時間や、人件費などのコストを抑えることができます。

#### • 機器設計の自由度の向上

装置を設計する際に、ファンなどメンテナンスが必要な部品を取り入れる場合は、作業性や動線を確認しなければならず、設計条件が制限されることがあります。このような場合に長寿命ファンを取り入れると、ファンの交換作業などに関わる設計上の制限を考慮しなくても良いことになり、設計の自由度が高くなります。



#### d. 長寿命ファンモーターの主な設計ポイント

ファンの寿命に大きく影響する要素は、軸受、締結部、回路、および絶縁です。当社ではこれらの要素について、主に図 2.13 に示した点をポイントに設計しています。

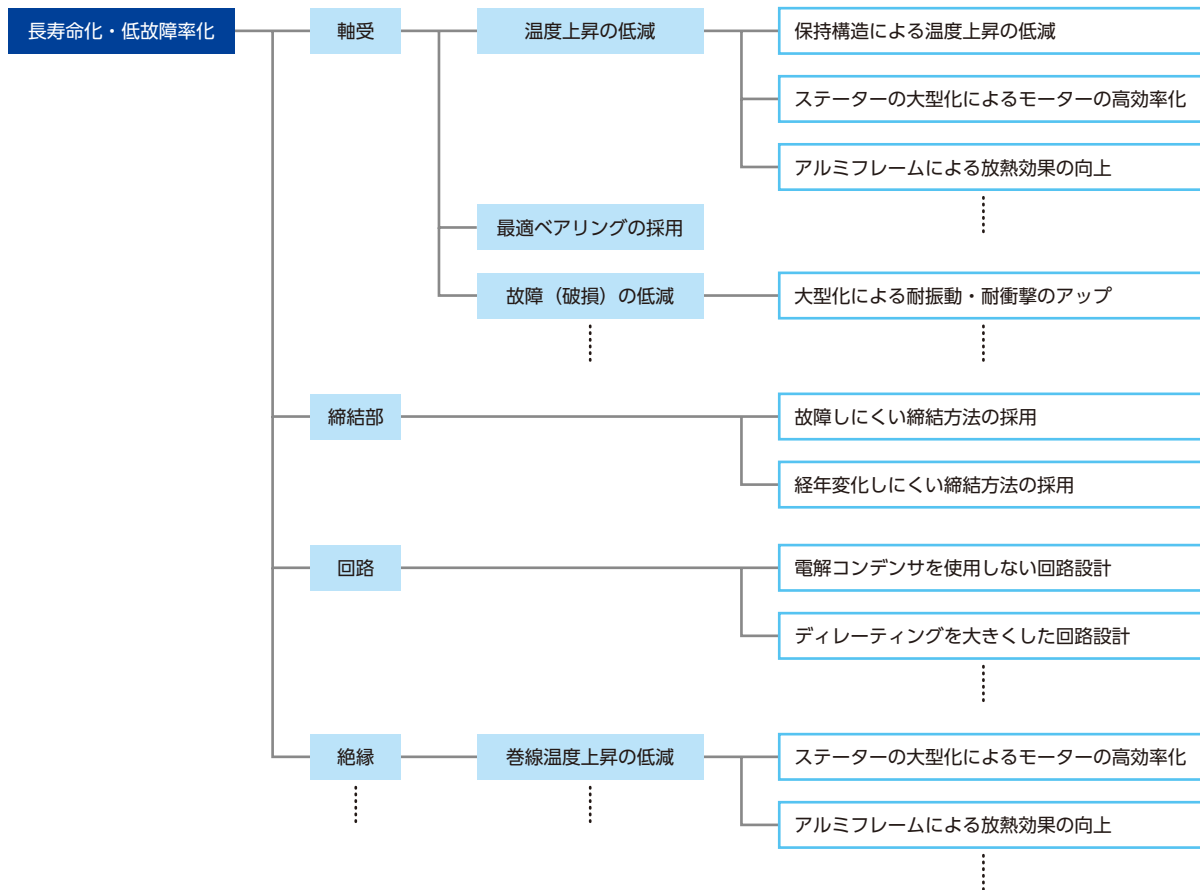


図 2.13 長寿命化の設計ポイント

#### e. 設置環境に対する注意点

長寿命ファンは長期間使用されるため、適切な環境下でも大量の塵埃が付着することが予想されます。大量の塵埃が羽根に付着・蓄積するとモーターの負荷になり、モーターの温度が上昇する原因になります。また、塵埃がモーター内部に侵入した場合は、軸受の回転に悪影響を及ぼすおそれがあります。塵埃を防ぐ対策として、当社の制御盤ファンユニットやフィルターの併用をお勧めいたします。

ファンの長寿命技術については 5 章で説明します。

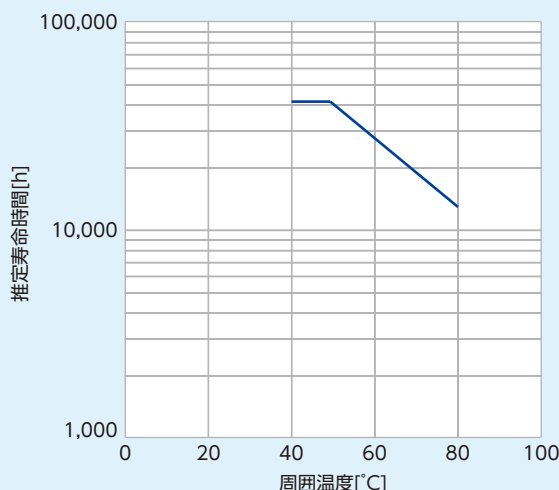


## 推定寿命と期待寿命

### ● 推定寿命

推定寿命とは、軸受の温度から計算で求めた寿命のことです。

図は AC 電源入力口120 mm-38 mm 厚ファンの推定寿命特性です。このグラフは定格電圧におけるファンの軸受の温度上昇値を測定し、軸受グリース寿命式 (60 ページ) から計算によって平均推定寿命を求めたものです。長寿命ファンを除く当社のファンは、推定寿命特性にもとづいて寿命を推定しています。



### ● 期待寿命

期待寿命とは、ファンを構成するすべての部品や締結部の故障率を算出して求めた寿命のことです。

次の判定基準を満足するファンが全体の 90 % 以上残存している時間を期待寿命としています。

判定基準 回転速度 (定格電圧時) : 定格の 70 % 以上

入力電流 (定格電圧時) : 定格の 130 % 以内

当社の長寿命ファンは期待寿命にもとづいて寿命を算出しており、期待寿命が 10 万時間以上のものを長寿命ファンと呼んでいます。

## 2.3.3 防湿ファンモーター

ファンを搭載した装置は、屋内で使われるだけでなく、気候の変化が激しい屋外環境にも設置されます。そのため、従来よりも厳しい設置環境に対応できるファンが望まれています。屋外では高温・多湿な状況下で使われることもあり、時に昼夜の温度差で結露を発生させるほど多湿になることもあります。空気中の水分がファン内部に浸透すると、軸受のグリースが劣化したり、モーター巻線がレアショートを起こすなど、ファンが故障する原因になります。そこで当社では、湿度が高い環境下でも使用できるファンとして防湿ファンをラインアップしています。ここでは防湿ファンの設計ポイントを説明します。

### a. 防湿ファンモーターの設計仕様

防湿タイプのファンを設計するうえで、仕様を明確にする必要があります。屋外に設置される装置がさらされる環境パラメータとその厳しさを規定する国際規格のひとつに、IEC 60721-3-4<sup>2)</sup>があります。この規格では絶対湿度の上限が 36 g/m<sup>3</sup>と規定されているため、この値を仕様の上限としました。相対湿度は実際の使用環境を考慮し、結露しない範囲の 95 % 以下、周囲温度は -30 ~ +60 °C としました。

2) IEC60721-3-4:1995/AMD1:1996 Classification of environmental conditions - Part 3: Classification of groups of environmental parameters and their severities -Section 4: Stationary use at non-weatherprotected locations

このときの使用範囲を図 2.14 に示します。この図から、たとえば周囲温度が 50 °C のとき、相対湿度が 43 % 以下であればファンを使えることが分かります。

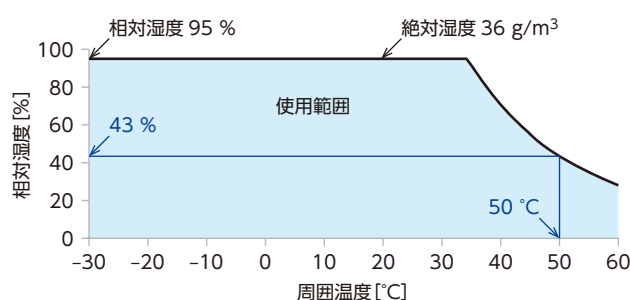


図 2.14 防湿ファンの使用範囲

## b. 部品の防湿設計

高湿度環境では、空気中の水分によって軸受の寿命低下、金属部品の腐食、絶縁性能の低下などが引き起こされます。そこで防湿ファンは、次に説明する防湿設計を行っています。

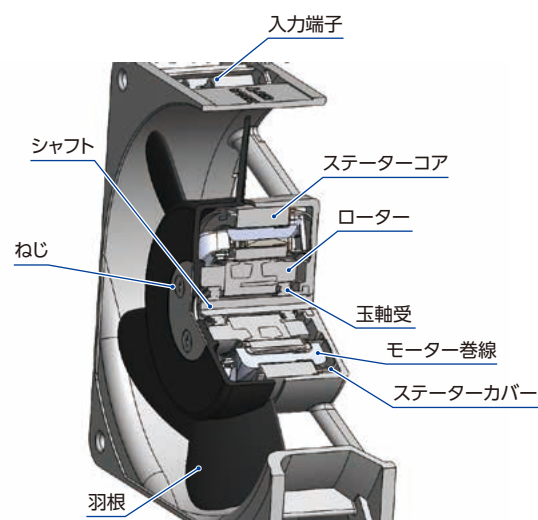


図 2.15 ファンモーターの構造と主な構成部品

### • 玉軸受

グリースの劣化は軸受の寿命低下に大きく影響します。一般にグリースは、水分が混入すると加水分解を起こしやすくなり、グリースに期待される潤滑性能が低下して軸受の寿命が短くなります。防湿ファンでは耐水性に優れた増ちょう剤を用いたグリースを採用しています。

### • 腐食対策

金属が水分に触れると酸化還元反応が起こり、金属酸化物（錆）が生じます。ファンの構成部品のうち、ねじや入力端子の締結部、およびステーターコアには金属が使用されているため、湿度が高い環境ではこれらに錆が発生することが懸念されます。特に締結部など異種金属が接触する部分は、金属間の電位差によって酸化還元の傾向が高まり、腐食が促進されます。これを電食といいます。

対策として防湿ファンでは、締結部に施すメッキを電食が発生しにくいものに変更しました。また、ステーターコアには防錆効果のある表面処理を施しました。

### • 絶縁性能

高分子材料は湿度による絶縁性能の低下が懸念されます。ファンに使用しているマグネットワイヤーの絶縁被膜や、マグネットワイヤーとステーターコアを絶縁するステーターカバーには、高分子材料が使われていますが、従来の絶縁構造で問題がないことを確認しています。



### 相対湿度と絶対湿度の違い

一般的に湿度とは相対湿度のことを指します。相対湿度は、ある温度の空気が含むことのできる水分（飽和水蒸気量）に比べて、どの程度の水分が含まれているかという割合を示したもので、「%RH」で表します。一方、絶対湿度とは、ある温度の空気に含まれる水分の重量を示したもので、「g/m<sup>3</sup>」で表します。

## 2.3.4 防水ファンモーター

水がかかる場所や粉塵の舞う環境で使用できる IP68 に対応したファンです。ファンが停止したときに信号を出力する回転停止アラーム付です。

### a. 保護等級 IP68<sup>3)</sup>

防水・防塵性能に優れた IP68 です。

IP 6 8  
 └──┬──┘  
 下記の防水試験条件で問題がないことを確認しています。  
 完全な防塵構造

防水試験条件：水深 2 m 相当に加圧した水に無通電状態で 60 分間水没。

その後、空気中で 15 分間運転させ、さらに絶縁耐圧試験において異常がないこと。

### b. IP68 の防水・防塵構造

活電部を樹脂でコーティングしているため、水没しても活電部に浸水しない構造になっています。

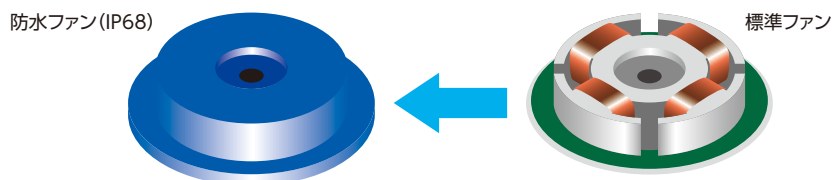


図 2.16 防水ファンモーターの構造

3) ただし水中では使用不可。

### 2.3.5 可変速ファンモーター

風量を調節できるファンのことを可変速ファンといいます。ファンの風量を調節することで、装置の状況に適した換気・冷却が行えるだけでなく、消費電力を抑えたり、騒音を下げることがも可能になります。

#### a. 可変速ファンモーターの制御方式

当社の可変速ファンの制御方式は次のとおりです。

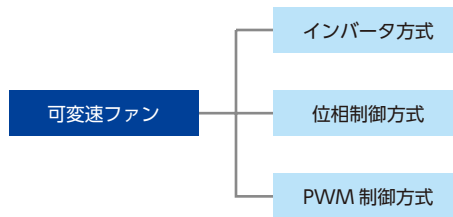


図 2.17 可変速ファンモーターの制御方式

#### • インバータ方式

インバータを用いて任意の周波数と電圧を発生させる方式です。三相電源入力ファンはインバータ方式でモーターの回転速度を変化させることができるので、ファンの風量調節が可能になります。ただしインバータ方式を採用する場合は、軸受に発生する電食に注意が必要です。



#### 電食

インバータでモーターを駆動すると、インバータのスイッチングによってモーター軸上に電圧が発生します。この電圧はモーター内部の静電容量によって軸受の内輪側と外輪側に分かれ、軸電圧と呼ばれる電位差が生じます。軸電圧が軸受に塗布されたグリースの絶縁破壊電圧を超えると放電が発生し、この放電によって軸受の金属表面が損傷を受けます。また放電時の熱エネルギーによってもグリースの劣化が進行します。このような軸受の損傷を電食といいます。

インバータ方式でファンを可変速する場合は、軸受の玉（転動体）に絶縁材質であるセラミックを用いたファンを使用するのが一般的です。当社でも三相電源入力的大型ファンにセラミックボールベアリングを採用しています。

#### • 位相制御方式

交流電流の半周期ごとに ON 時間を変化させることで、出力電圧を連続的に制御する方式です。

#### • PWM 制御方式

PWM (Pulse Width Modulation) とは、半導体を使って電力を制御する方式です。一定の電圧を ON/OFF してパルス信号を作り、半導体でパルス信号の ON 幅を変えることでファンの回転速度を変える機能です。

## b. 可変速ファンモーターのメリット

可変速ファンを用いると、空冷する装置やワークの体積・面積に応じて必要な風量に調節できます。周囲温度に合わせて風量を変えることもできるため、最適な温度管理を行えます。同時に省エネルギーや騒音の抑制にもつながります。

また、海外に輸出する装置の場合、輸入国の周波数に関係なく使用環境に合わせて風量を調節できるため、日本国内と変わらない仕様で装置を使用できます。

実際に□120 mm-38 mm 厚可変速ファンを PWM 制御で可変速させた例を紹介します。

表 2.4 □120 mm-38 mm 厚可変速ファンを PWM 制御で可変速させた場合の比較

PWM デューティ	消費電力 [W]	騒音 [dB]
20 %	2.4	33
100 %	36	64

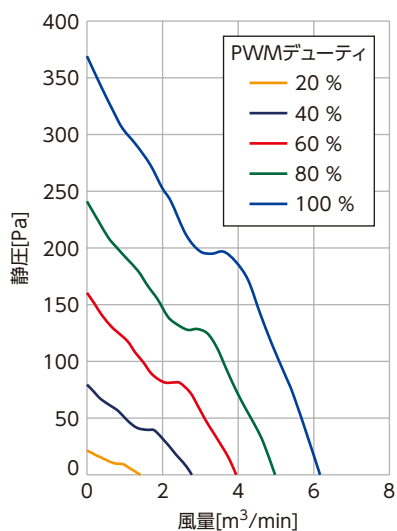


図 2.18 PWM デューティの違いによる  
風量-静圧特性の比較

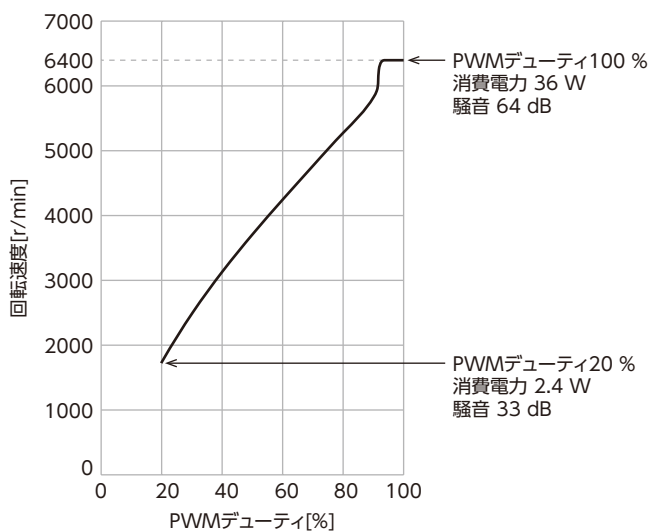


図 2.19 PWM デューティ-回転速度特性

### 2.3.6 制御盤ファンユニット

制御盤ファンユニットは、ファンと周辺機器（カバー、フィルターメディア、フレーム、フィンガーガード）が一体化になった製品です。フィルターメディアを内蔵しているため、塵埃や水の侵入を防ぎます。一体型のため、取り付けも容易に行えます。

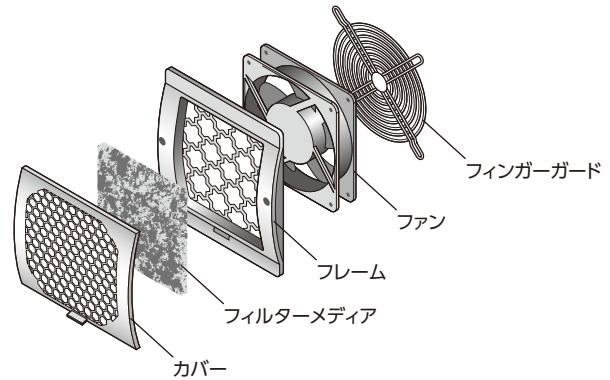


図 2.20 制御盤ファンユニット

#### a. 保護等級

制御盤ファンユニットは、保護等級として IP55・IP43・IP4X・IP2X 仕様をラインアップしています。保護等級は、IEC 60529 によって規定されています。

表 2.5 IP 表示記号の意味と試験方法

等級	人体・固形物体に対する保護	
第 1 数字記号	保護の程度	テスト方法
IP2□	指の接近からの保護	直径 12 mm 以上の固形物体（指など）が内部に侵入しないか。
IP4□	ワイヤーなどからの保護	直径 1.0 mm 以上のワイヤーや固形物体が内部に侵入しないか。
IP5□	粉塵からの保護	機器の正常な動作に支障を及ぼしたり、安全を損なう量の粉塵が内部に侵入しないか。

等級	水の侵入に対する保護	
第 2 数字記号	保護の程度	テスト方法
IP□3	垂直から左右に 60° 以内の降雨によって有害な影響を受けない。	200 mm の高さから 60° の範囲に 10 ℓ/分の放水、10 分間
IP□4	全方向からの水の飛沫によって有害な影響を受けない。	300～500 mm の高さから全方向に 10 ℓ/分の放水、10 分間
IP□5	全方向からの水の直接噴流によって有害な影響を受けない。	3 m の距離から全方向に 12.5 ℓ/分・30 kPa の噴流水、3 分間

## b. フィルター内蔵

塵埃の侵入を遮断するには、フィルターメディアの使用が最も有効です。空気中に含まれる塵埃をフィルターメディアが除去する能力を、一般に除塵率（粒子捕集率）として表します。

制御盤ファンユニットは、保護等級が異なる 4 種類のフィルターメディアを採用しています。各フィルターメディアの除塵率の初期値（代表値）を表 2.6 に示します。製品を使うにしたがって塵埃がフィルターメディアに蓄積されるため、除塵率は使用時間と共に低下します。したがって塵埃の多い環境では、フィルターメディアの定期的な清掃や交換が必要です。

表 2.6 フィルターメディアの除塵率

種類	除塵率 $\eta$ [%]	風速 [m/s]	試験方法	試験用粉体
フィンガーガードユニット IP2X 仕様 フィンガーガードパネル IP2X 仕様	63	2.5	ASHRAE 規格	ASHRAE 試験塵埃
スリット板金ユニット IP4X 仕様 □92 mm ファン搭載 □119 mm ファン搭載 □120 mm ファン搭載 スリット板金パネル IP4X 仕様 外形寸法 155 mm × 155 mm 180 mm × 180 mm 305 mm × 180 mm 430 mm × 180 mm	65	2.5	JIS B 9908:2011	JIS Z 8901 に準ずる
スリット板金ユニット IP4X 仕様 □180 mm ファン搭載 スリット板金パネル IP4X 仕様 外形寸法 284 mm × 284 mm	65	2.0		
防塵・防滴ユニット IP43 仕様 防塵・防滴パネル IP43 仕様	48	2.0		
防塵・防滴ユニット IP55 仕様 防塵・防滴パネル IP55 仕様	95	0.7		

除塵率の測定方法は JIS に明記されています。測定に関する規格・測定器を示します。

表 2.7 除塵率の測定方法 (IP4X、IP43、IP55 仕様 制御盤ファンユニット、パネル共通)

関連規格	補足			
JIS B 9908:2011 換気用エアフィルター 測定方法:形式 3 質量法	形式 3	やや粗大な塵埃を対象としています。他に、極めて微細な塵埃を対象とした形式 1、やや微細な塵埃を対象とした形式 2 があります。		
	質量法	供給塵埃の質量に対して捕集した塵埃の質量を測定し、その比率で捕集効率を算出する方法です。		
	<div><math display="block">\eta = \left(1 - \frac{W_p}{W_f}\right) \times 100 \%</math><div><div><math>\eta</math>: 除塵率 [%]</div><div><math>W_f</math>: 供給した塵埃の質量 [g]</div><div><math>W_p</math>: 通過した塵埃の質量 [g]</div></div></div>			
JIS Z 8901 試験用ダスト 試験用粉体: 15 種	他に、極めて微細な塵埃を対象とした計数法、やや微細な塵埃を対象とした比色法があります。			
	15 種は、8 種・12 種およびコットンリンタを定められた割合で混ぜ合わせた混合粉です。			
	種類	8 種関東ローム	12 種カーボンブラック	コットンリンタ
	百分率	72 [%]	23 [%]	5 [%]
	組成	φ6.6～8.6 [μm]	φ0.03～0.20 [μm]	φ1.5 [μm] 長さ 1 [mm] 以下



## 3 ファンモーターの基礎知識

ここでは、テクニカルマニュアルを活用していただくうえで必要なファンの基礎知識について解説します。

### 3.1 ファンモーターの回転原理

当社のファンには AC 電源入力タイプと DC 電源入力タイプがあります。

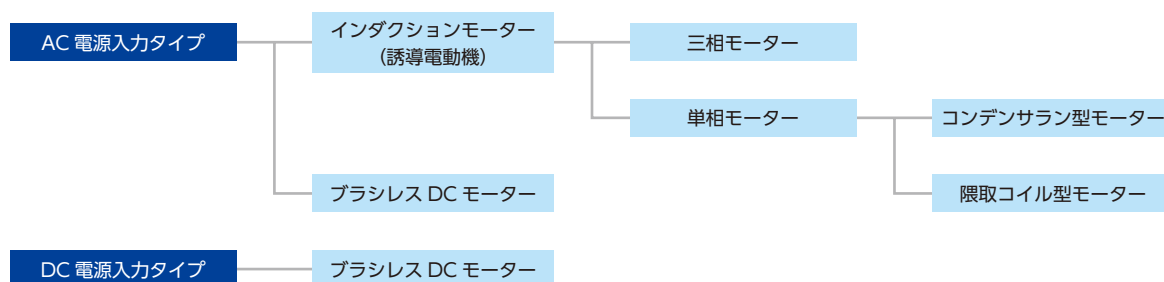


図 3.1 入力電源別 ファンモーター体系

#### 3.1.1 インダクションモーター(誘導電動機)

AC 電源入力タイプのファンでは、インダクションモーターとブラシレス DC モーターを採用しています。インダクションモーターは電磁誘導作用によって回転力を発生するモーターです。ローター(回転子)の導体はかご型をしており、ステーター(固定子)でつくられる回転磁界によって、かご型導体の導体バーとエンドリングに誘導電流が流れます。この誘導電流とステーターの回転磁界との相互作用によって、回転力が発生します。ローターの回転速度は、回転磁界の速度(同期回転速度)に対してわずかに遅れます。また、同期回転速度はモーターの磁極数に反比例します。一般動力用のインダクションモーターの磁極数は4極が主流ですが、ファン用のインダクションモーターは羽根やランナーを高速で回転させるため2極のモーターが多く使われています。

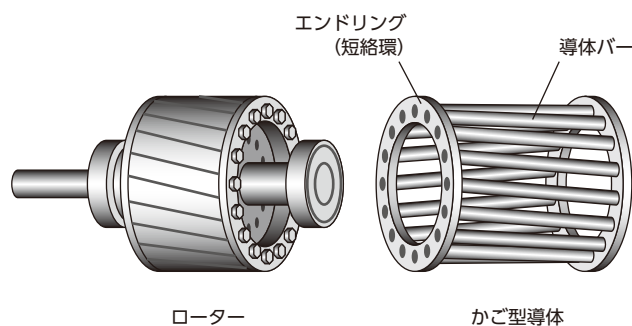


図 3.2 かご型誘導電動機のモーター構造

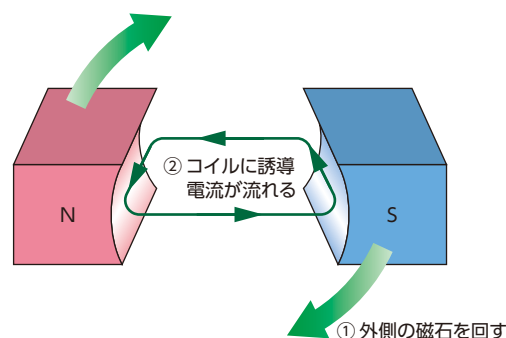


図 3.3 誘導電動機の回転原理

このようなモーターの構造と回転原理は、三相モーター、単相モーターともに同じです。

### a. 三相モーター

三相モーターは三相電源に直接接続するモーターです。

三相電源は、電圧の位相が電気角で  $120^\circ$  ずつずれた3つの単相電源から成る交流電源です。ステーターを三相電源に接続するだけで回転磁界が得られ、起動トルクも比較的大きく信頼性が高いため、汎用モーターとして広く使用されています。

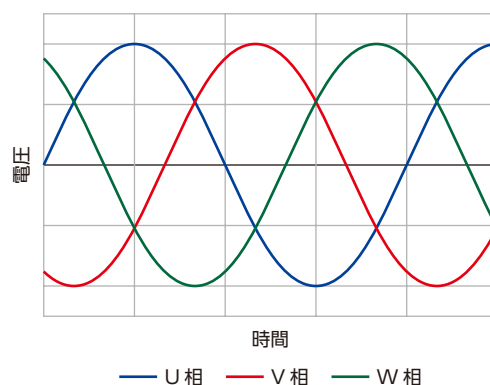


図 3.4 三相電源の電圧波形

### b. 単相モーター

単相モーターは単相電源に接続するモーターです。単相電源は商用電源として家庭や工場などで広く使われていますが、単相電源だけでは回転磁界を得られません。単相電源で回転磁界を得るには、ステーターに流れる電流に位相差を発生させる必要があります。電流の位相差を発生させる方法として当社では、コンデンサを用いたコンデンサラン型モーターと、隈取コイルを用いた隈取コイル型モーターを採用しています。

#### ● コンデンサラン型モーター

進相コンデンサを用いて、ステーターの主巻線（主コイル）と補助巻線（補助コイル）を流れる電流に位相差を作るモーターがコンデンサラン型モーターです。コンデンサを補助巻線に接続し、補助巻線に流れる電流の位相を主巻線に対し電気角で約  $90^\circ$  進めます。これによりステーターに回転磁界を発生させます。

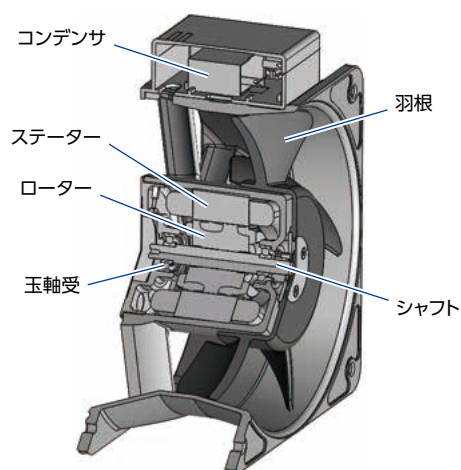


図 3.5 コンデンサラン型モーター搭載ファンモーターの構造

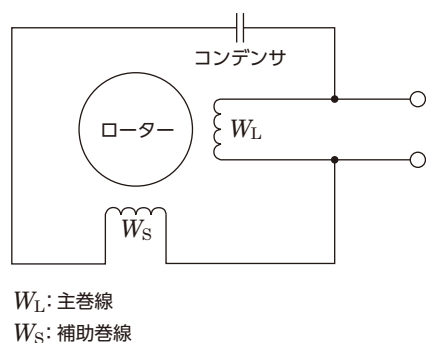


図 3.6 コンデンサラン型モーターの回路図

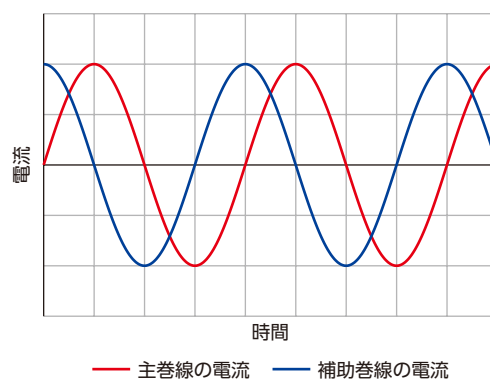


図 3.7 コンデンサラン型モーターの電流位相

### • 限取コイル型モーター

近接して配置した2つのコイルの片方に交流電流を流すと、電磁誘導によってもう片方のコイルに起電力が発生します。この現象を相互誘導といいます。相互誘導を利用して、ステーター内部に流れる電流に位相差を発生させるモーターが限取コイル型モーターです。限取コイル型モーターは、電源に直接接続したコイル（主コイル）の磁路（鉄心）の一部に、1回～複数回巻いて短絡させた補助コイル（限取コイル）を設けています。交流電流が主コイルに流れると、周期的に変化する磁界が鉄心に作られます。この磁界の変化によって限取コイルに起電力が生じ、誘導電流が流れます。限取コイルに流れる誘導電流は主コイルの電流に対して約90°遅れるため、ステーターに回転磁界が発生します。

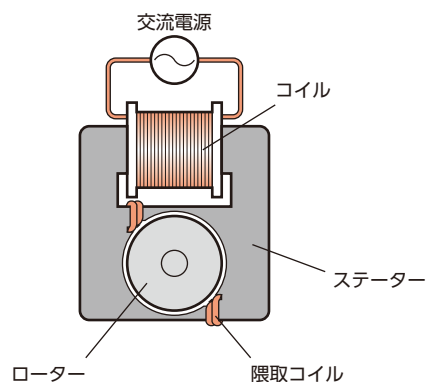


図 3.8 限取コイル型モーターの原理

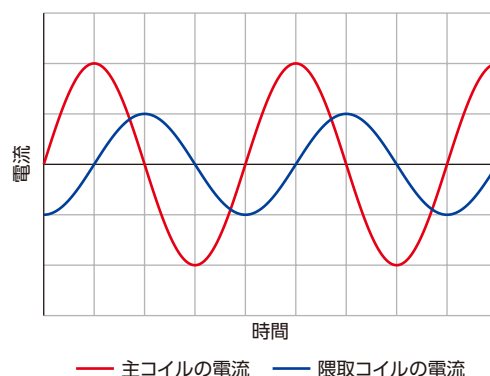


図 3.9 限取コイル型モーターの電流位相

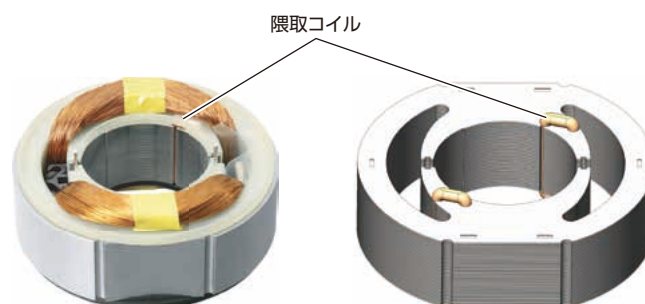


図 3.10 限取コイル型モーターのステーター



## 隈取モーターの「隈取」とは

隈取とは歌舞伎（かぶき）の化粧法のひとつで、<sup>べに</sup>紅、<sup>あい</sup>藍、<sup>たいしや</sup>代赭（茶墨）、墨などの線で顔を彩ります。「隈」とは、奥まって隠れたところ、陰のあるところを意味するもので、「隈取」は顔面の骨格に沿って線を描き、ぼかしをつけて筋肉と陰を印象づけるものです。

隈取モーターの「隈取」も磁氣的に陰を作ることを意味します。主コイルに対して隈取コイルが磁化を遅らせる（陰を作る、遮る）と考えられるからです。隈取コイルは英語でも shading coil といいます。



### 3.1.2 ブラシレス DC モーター

ブラシレス DC モーターは、AC 電源入力タイプと DC 電源入力タイプのファンに採用されています。AC 電源入力タイプのファンは内部に直流電源を搭載しているため、交流電源を入力しても DC 電源入力タイプと同じ原理で動作します。

DC モーターは、ステーターに使用している永久磁石とローターの巻線に流れる電流との電磁力によってトルクを発生させ、ローターを回転させるモーターです。ブラシと整流子を使い、ローターの位置に応じて巻線に流れる電流の向きを変化させることで、連続的にトルクを発生させています。しかしブラシと整流子が接触しながら回転する DC モーターは、摺動部が摩耗してモーターの寿命が短くなるため、ファン用のモーターには向いていませんでした。

ブラシレス DC モーターは、ブラシや整流子の代わりにトランジスタなどの半導体を用いて、巻線に流れる電流を制御するモーターです。ローターの位置を検出する磁気センサーや、ステーターに流れる電流の向きを制御する回路を持っています。

DC モーターはインダクションモーターとは異なり、永久磁石も使用してトルクを発生させるため、モーターの効率が高く省エネルギーです。またインダクションモーターは、電源周波数が変わると回転磁界の速度も変化するため、ファンの回転速度も影響を受けます。しかしブラシレス DC モーターは、電源周波数の違い (50/60 Hz) による影響を受けません。

大型のファンや風量が大きいファンは高出力を必要とするため、主に三相のブラシレス DC モーターが使用されています。小型のファンは回路の実装スペースが限られているため、回路構成がシンプルな単相のブラシレス DC モーターが採用されています。

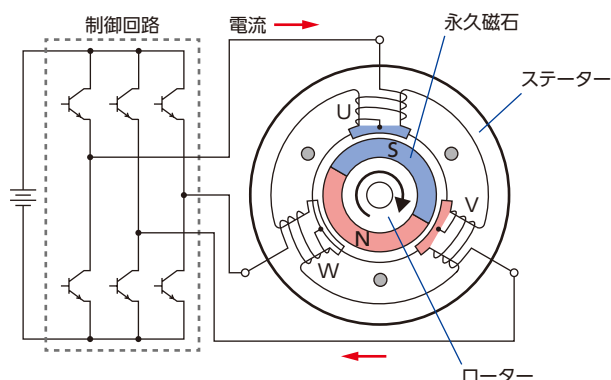


図 3.11 ブラシレス DC モーターの基本回路

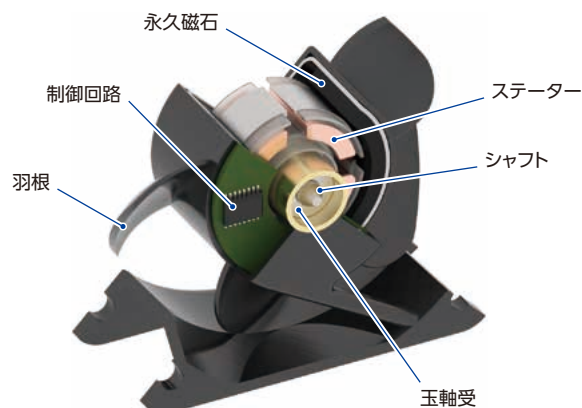


図 3.12 ブラシレス DC モーター搭載ファンモーターの構造

## 3.2 圧力損失とシステムインピーダンス

ファンを選定をするうえで必要な圧力損失とシステムインピーダンスの考え方について説明します。

### 3.2.1 圧力損失

空気のある流路に流す場合、その流路の中には空気の流れを妨げる向きに送風抵抗が発生します。図 3.13 は装置内が空洞なので送風抵抗が小さく、内部を通過する風量はほとんど減少しません。しかし図 3.14 のように、空気の流れを遮る障害物が装置内に増えると、送風抵抗も増大して内部を通過する風量が減少してしまいます。このような風量の減少を「損失」といいます。

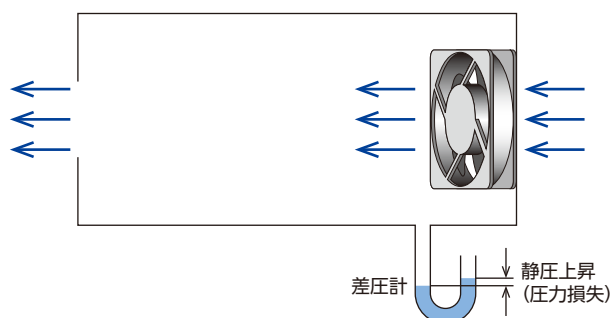


図 3.13 送風抵抗が小さい流路

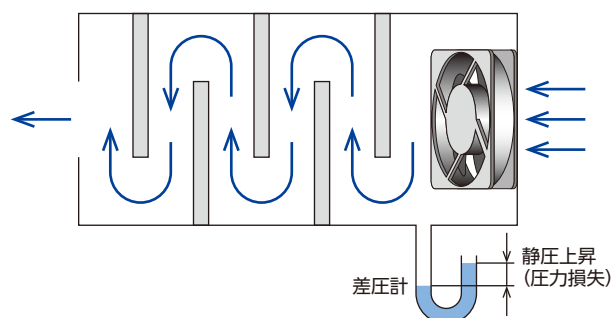


図 3.14 送風抵抗が大きい流路

空気の流れにおける損失は装置内の静圧を上昇させる圧力エネルギーになり、圧力損失といいます。圧力損失  $P$  は次の式で表されます。

$$P = \frac{1}{2} \times \zeta \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot v^2 \quad (3.1)$$

$$P = \frac{1}{2} \times \zeta \cdot \frac{\gamma}{g} \left( \frac{Q}{60 \times A} \right)^2$$

$v$ : 風速 [m/s]

$\zeta$ : 管路固有の抵抗係数 (または損失係数)

$A$ : 管路の断面積 [m<sup>2</sup>]

$Q$ : 風量 [m<sup>3</sup>/min]

$\gamma$ : 空気の比重 1.2 [kg/m<sup>3</sup>] (20 °C における一般的な値)

$g$ : 重力加速度 9.8 [m/s<sup>2</sup>]

### 3.2.2 システムインピーダンス

空気が装置内に流れるとき、装置内の部品が送風抵抗となって圧力損失を生じます。装置全体の圧力損失の和をシステムインピーダンスといい、風量の2乗に比例します。風量が0のときは圧力損失も0ですが、風量が大きくなるにしたがって損失も大きくなっていきます。

風量の変化に対する圧力損失の変化を表したグラフをシステムインピーダンス曲線といいます。システムインピーダンス曲線が求められると、装置の冷却に必要な風量と、ファンに要求される静圧が分かります。

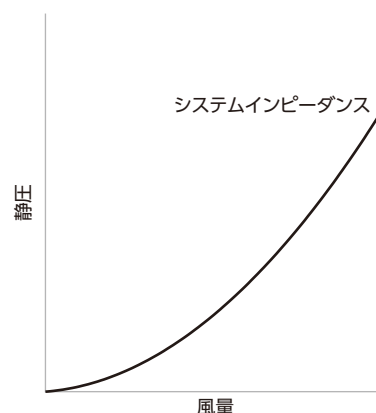


図 3.15 システムインピーダンス曲線

### 3.2.3 測定によるシステムインピーダンス曲線の求め方

式 (3.1) で示したように、装置の圧力損失は風量によって変化します。したがってファンを装置に取り付けた状態で圧力と風量を測定すれば、装置のシステムインピーダンスを求めることができます。

図 3.16 に示したように、ファンを装置に取り付けた状態で運転し、装置内の静圧上昇  $P_1$  を測定します。このとき、ファン自体が抵抗にならないよう、差圧計はファンの直前に設置します。

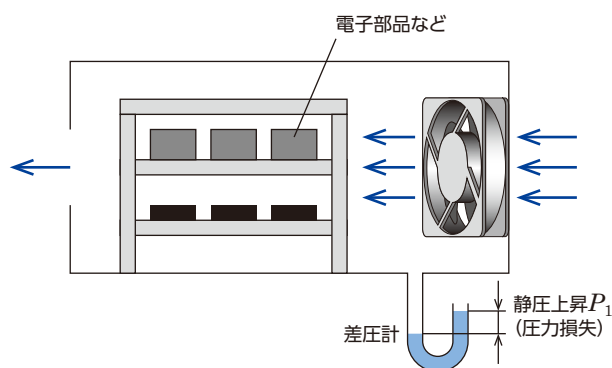


図 3.16 装置内の圧力測定方法

風量は、ファンの風量－静圧特性曲線から求めます。図 3.17 のように、静圧  $P_1$  における風量  $Q_1$  をグラフから読み取ります。

このようにして得られた静圧  $P_1$  と風量  $Q_1$  を式 (3.1) に代入して、式 (3.2) の定数  $K$  を求めます。式 (3.1) を再掲します。

$$P = \frac{1}{2} \times \zeta \cdot \frac{\gamma}{g} \left( \frac{Q}{60 \times A} \right)^2$$

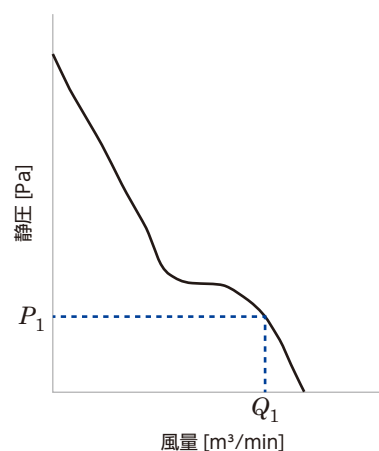


図 3.17 風量－静圧特性曲線

ここで

$$K = \frac{1}{2} \times \zeta \cdot \frac{\gamma}{g} \left( \frac{1}{60 \times A} \right)^2 \text{ とおくと } P = K \cdot Q^2 \quad (3.2)$$

となります。 $P_1$  と  $Q_1$  を式 (3.2) に代入して定数  $K$  を求めると

$$K = \frac{P_1}{Q_1^2} \quad (3.3)$$

となります。以上から、定数  $K$  が分かれば、風量  $Q$  の変化に対する圧力損失  $P$  を計算することができます。

例として、□120 mm-38 mm 厚ファンを装置に取り付けて運転し、そのときの静圧上昇を測定した結果が 20 Pa だった場合の計算方法を示します。

□120 mm-38 mm 厚ファンの風量-静圧特性曲線から、静圧が 20 Pa のときの風量は 2.3 m<sup>3</sup>/min であることが分かります。つまり装置内には 2.3 m<sup>3</sup>/min の空気が流れていることになります。

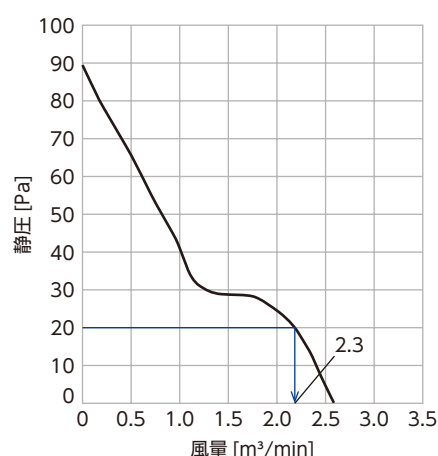


図 3.18 □120 mm-38 mm 厚ファンの風量-静圧特性曲線 (AC100 V、50 Hz)

式 (3.3) から定数  $K$  を計算すると

$$K = \frac{P}{Q^2} = \frac{20}{(2.3)^2} \div 3.78 \quad (3.4)$$

となります。よってシステムインピーダンス曲線は  $P = 3.78 \times Q^2$  になります。

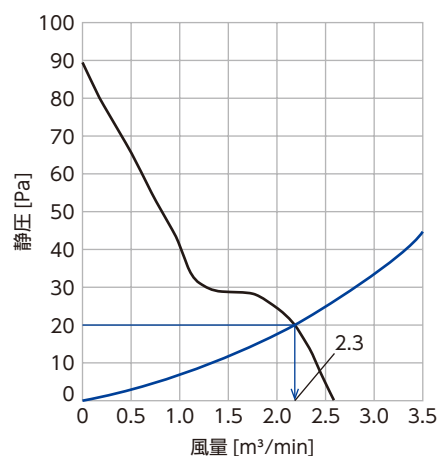


図 3.19 システムインピーダンス曲線 (AC100 V、50 Hz)

装置内の静圧上昇を直接測定するのではなく、風量を測定し<sup>1)</sup>、ファンの風量-静圧特性曲線から静圧上昇を求める方法もあります。

1) 風速計を使って風速を測定し、平均風速×風速計の断面積から風量を求める方法。



### 3.3 風量－静圧特性

風量－静圧特性曲線は横軸に風量、縦軸に静圧を取り、ある風量に対してファンがどれだけの静圧を生み出せるかを示したグラフです。

図 3.20 の場合、A 点は静圧が 0、つまり圧力損失がまったくない状態で、ファンが出せる最大の風量を示しています。このときの風量を最大風量といいます。これに対し B 点は風量が 0 で、ファンが出せる最大の静圧を示しています。このときの静圧を最大静圧といいます。

実際のファンの使用状態を考えると、最大風量や最大静圧で使用されることはほとんどないため、最大風量や最大静圧はファンの特性を比較するための基準値として用いられています。

ファンを装置に取り付けた場合、装置のシステムインピーダンス曲線とファンの風量－静圧特性曲線を重ねて交わった点が、ファンの動作点になります。

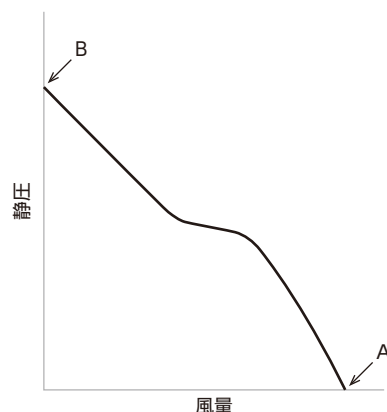


図 3.20 風量－静圧特性曲線

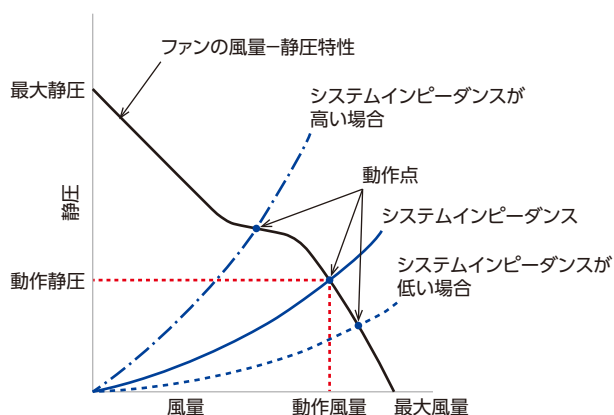


図 3.21 システムインピーダンス曲線と風量－静圧特性曲線



## 3.4 風量－静圧特性の測定方法

### 3.4.1 風洞方式

風洞方式は被測定ファンを風洞に接続し、ピトー管を使用して風洞を流れる空気の流れの速度分布を測定する方法と、オリフィス板を使用して前後の圧力差を測定する方法の2つがあります。

#### a. ピトー管を使用した測定

静圧  $P_0$ 、比重量  $\gamma$ 、風速  $v$  の一様な流れの中に、ピトー管の先端を流れの上流に向けて設置します。

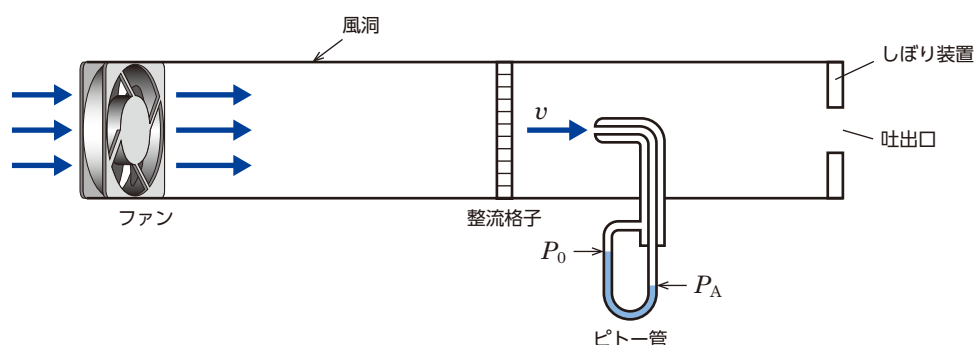


図 3.22 ピトー管を用いた風洞方式

流体の粘性と圧縮性の影響を無視すれば、ベルヌーイの定理によって次の式が成り立ちます。

$$\frac{v^2}{2 \times g} + \frac{P_0}{\gamma} = \frac{P_A}{\gamma} \quad (3.5)$$

$g$ : 重力加速度

$v$ : 風速

$P_0$ : 静圧

$P_A$ : 全圧

$\gamma$ : 比重量

式 (3.5) から風速  $v$  は

$$v = \sqrt{\frac{2 \times g(P_A - P_0)}{\gamma}} \quad (3.6)$$

となります。実際にはピトー管の形状や流体の粘性・圧縮性の影響が無視できないため、式 (3.6) に定数  $C$  を用いて補正し、

$$v = C \sqrt{\frac{2 \times g(P_A - P_0)}{\gamma}} \quad (3.7)$$

となります。式 (3.7) から、ピトー管で  $P_A$  と  $P_0$  を測定すると、その位置における風速を算出できます。風洞の複数箇所を測定することで、風洞内の平均風速を求めることができます。このようにして算出した風速と風洞の断面積から、風量を求めます。

$$\text{風量} = \text{平均風速} \times \text{風洞の断面積} \quad (3.8)$$

## b. オリフィス板を使用した測定

オリフィス板を風洞内に設け、流体がオリフィス板を通過する際に生じる圧力差から風量を求めます。

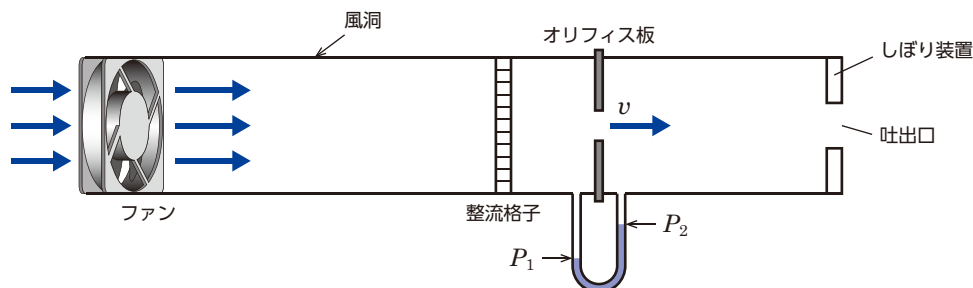


図 3.23 オリフィス板を用いた風洞方式

ピトー管の場合と同様、ベルヌーイの定理から次の式が成り立ちます。

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{v^2}{2 \times g} + \frac{P_2}{\gamma} \quad (3.9)$$

$P_1$ : オリフィス板の前の静圧

$P_2$ : オリフィス板の後の静圧

これより風速  $v$  は

$$v = \sqrt{\frac{2 \times g(P_1 - P_2)}{\gamma}} \quad (3.10)$$

となります。風量は、風速  $v$ 、オリフィス板の開口面積  $A$ 、および風量係数  $C$  の相乗積として表すことができ、

$$\text{風量} = C \cdot A \sqrt{\frac{2 \times g(P_1 - P_2)}{\gamma}} \quad (3.11)$$

となります。式 (3.11) から、オリフィス板の前後の圧力を測定することで、風量を算出できます。

## 3.4.2 ダブルチャンバー方式

ダブルチャンバー方式は、ノズルを境にして2つの空気槽（チャンバー）を設け、オリフィス板を使った場合と同様にノズルの前後の圧力差を測定して風量を算出する方法です。図 3.24 は AMCA STANDARD 210 によって定められた測定方法で、ファンの吸込管や吐出管の有無に関わらず使用できる、もっとも汎用性が高い測定装置です。

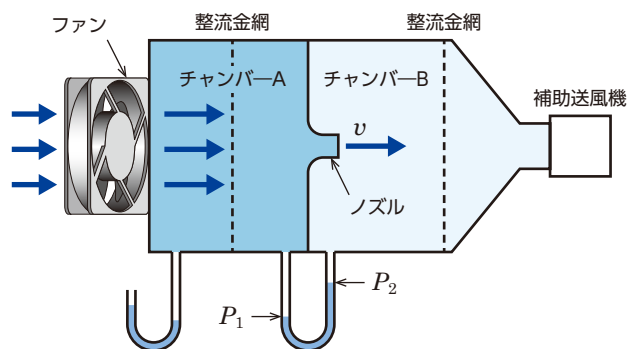


図 3.24 ダブルチャンバー方式

ダブルチャンバー方式では、被測定ファンで発生させた空気の流れをすべて圧力に変換し、チャンバーA とチャンバーB の圧力差からノズルに流れる空気の速度を求めます。ベルヌーイの定理から風速  $v$  は

$$v = \sqrt{\frac{2 \times g(P_1 - P_2)}{\gamma}} \quad (3.12)$$

$P_1$ : チャンバーA の静圧

$P_2$ : チャンバーB の静圧

となります。風量はノズル面積  $A'$  と風量係数  $C'$  の相乗積として表すことができます。

$$\text{風量} = C' \cdot A' \sqrt{\frac{2 \times g(P_1 - P_2)}{\gamma}} \quad (3.13)$$

オリフィス板を使用する場合に比べ、ダブルチャンバー方式は空気の圧縮性による影響がほとんどないため、風量係数は 1 に近い値になっています。また、補助送風機を用いてチャンバーB の圧力を制御することでチャンバーA の圧力を変え、風量－静圧特性曲線上の各点を測定することになります。

ファンの特性測定については、ISO 5801 や米国の AMCA STANDARD 210、日本の JIS B 8330 によって定められており、ファンの使用状態によって測定方法が分類されています。当社ではファン単体で特性を測定する必要があるため、ファンの吐出口と同形状の穴が開いた取付板にファンを固定して風洞やチャンバーに接続しています。

### 3.4.3 風洞方式とダブルチャンバー方式の違い

ピトー管による風洞方式と、当社で採用しているダブルチャンバー方式で測定した結果を比較すると、次の違いがあります。

- 風洞方式では管内の風速分布を求めるため、ピトー管を管壁ぎりぎりまで接近させる必要があります。風洞径が小さい場合は洞壁による影響を受ける率が大きくなり、測定に誤差が生じやすくなります。
- 風量・静圧が低いファンを風洞方式で測定すると、洞内を流れる空気の風速そのものが遅いため、ピトー管によって得られる差圧が小さくなる場合があります。そのため誤差が大きく、データの再現性に欠けることがあります。ダブルチャンバー方式では使用するノズルの径を変えることで、小型ファンでも差圧を十分大きくすることができます。このため誤差が小さく、再現性のあるデータを測定できます。
- 構造上風洞方式は空気の漏れが生じやすいため、最大静圧が実際の値よりも小さくなる場合があります。ダブルチャンバー方式では完全密閉に近い状態で最大静圧を測定できるため、信頼性が高くなります。
- 風洞方式では、ひとつの運転状態に対して複数箇所で風速を測定し、平均値を算出します。ダブルチャンバー方式では、ひとつの運転状態に対してチャンバーA とチャンバーB の差圧を 1 回測定するだけで風速を求められます。したがってダブルチャンバー方式は測定時間を大幅に短縮することができます。

## 3.5 ファンモーターの出力

図 3.25 のように、ファンの風量－静圧特性は横軸に風量、縦軸に静圧をとって表されます。当社のファンは最大風量から最大静圧まで、どのポイントでも連続で使用できます。これは、どんなに静圧負荷（高い静圧）をかけても使用できることを示しています。その中でも、特に送風機としての能力を発揮できる運転領域があります。

ここでは、風量－静圧特性からファンの送風機としての出力を求め、どの領域で使用すると最も出力が高く有効に機能するかを説明します。

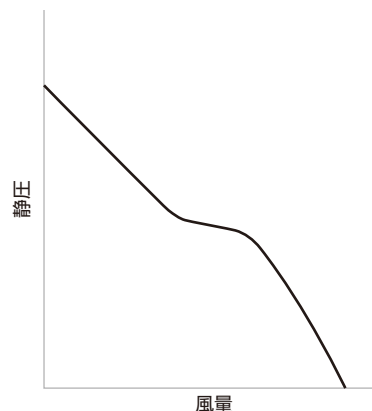


図 3.25 風量－静圧特性

### 3.5.1 出力とは

出力とは、単位時間あたりにどれだけの仕事をするかで表します。

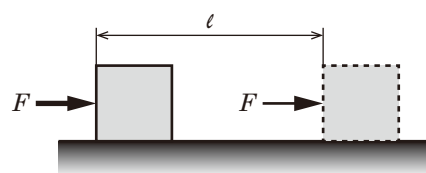


図 3.26 出力のイメージ

ある物体を力  $F$  [N] で 1 秒当たり  $l$  [m] だけ動かしたときの出力は

$$\text{出力} = F \cdot l \text{ [W]} \quad (3.14)$$

と表されます。単位は

$$[\text{W}] = [\text{N}] \cdot [\text{m}] \cdot \frac{1}{[\text{s}]} \quad (3.15)$$

になります。

ファンが空気を送風するときの出力を考えます。

断面積  $A$  の管路中の空気  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] を圧力  $P_t$  [ $\text{N}/\text{m}^2$ ] で 1 秒当たり  $l$  [m] だけ押し出すとします。

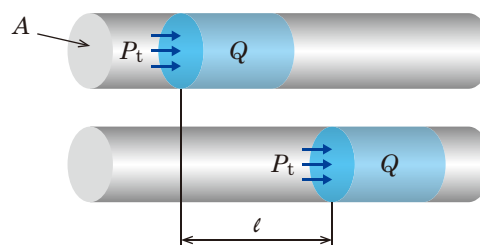


図 3.27 ファンの出力のイメージ

式 (3.14) から出力は

$$\text{出力} = \underbrace{P_t \cdot A}_{\text{力}} \cdot \underbrace{\ell}_{\text{距離}} \cdot [W] \quad (3.16)$$

で表されます。

ここで  $A \cdot \ell$  は単位時間あたりに押し出された空気の体積  $Q$  であるため、 $A \cdot \ell = Q$  の関係式が成り立ちます。したがって式 (3.16) は次のようになります。

$$\text{出力} = P_t \cdot Q [W] \quad (3.17)$$

つまり、加えた圧力  $P_t$  と実際に押し出された風量  $Q$  の積が、空気を押し出したときの出力になります。

### 3.5.2 ファンモーターの出力の算出方法

ファンの場合は、羽根の回転によって風量  $Q$  の空気が圧力  $P_t$  で押し出されると考えられるため、3.5.1 項の考え方が適用できます。

ファンで使用される単位は、圧力が [Pa] (=N/m<sup>2</sup>)、風量は [m<sup>3</sup>/min] が一般的なため、式 (3.17) の単位を変換すると

$$\begin{aligned} \text{ファンの出力} &= P_t [\text{Pa}] \cdot \frac{Q [\text{m}^3/\text{min}]}{60} \\ &= \frac{1}{60} \times P_t \cdot Q [W] \end{aligned} \quad (3.18)$$

となります。したがって  $P_t$  と  $Q$  の値が分かれば、ファンの出力を算出できることになります。

しかし、図 3.25 の風量－静圧特性曲線から、動作点における  $P_t$  を直接読み取ることはできません。なぜなら、 $P_t$  は全圧と呼ばれ、空気の流れ方向における全エネルギーとして与えられるからです。一方、風量－静圧特性曲線で示される静圧は、空気の流れ方向に対して直角となる方向の圧力です。静圧を  $P_s$  とすると、全圧  $P_t$  を求めるには次式の計算が必要になります。

$$P_t (\text{全圧}) = P_s (\text{静圧}) + \frac{1}{2} \times \rho \cdot v^2 \quad (3.19)$$

$\rho$ : 密度 [kg/m<sup>3</sup>]

$v$ : ファンの吐出口から出る空気の平均風速 [m/s]

以上から、ファンの出力は最終的に次式で表されます。

$$\text{出力} = \frac{1}{60} \times Q \left[ P_s + \frac{1}{2} \times \rho \left( \frac{Q}{60 \times A} \right)^2 \right] \quad (3.20)$$

風量－静圧特性曲線から  $Q$  と  $P_s$  を求め、ファンの吐出口の面積  $A$  とともに式 (3.20) に代入すると、ファンの出力を求めることができます。

### 3.5.3 ファンモーターの種類による出力の特性

式(3.20)にしたがって、実際のファンの出力を算出したものが図 3.28、図 3.29、図 3.30 です。この結果から、ファンの種類によって次のような特徴が得られました。

- プロペラファン

サージングよりも風量が大い領域で使用すると効率が良いため、システムインピーダンスが低く大風量が必要とする用途に適しています。

- ブロワ

静圧が高くて高出力が得られるため、システムインピーダンスが高く高静圧を必要とする用途に適しています。

- クロスフローファン

最大風量に近い領域で使用した方が、安定した出力が得られます。静圧そのものが低いため、システムインピーダンスが低い用途に適しています。

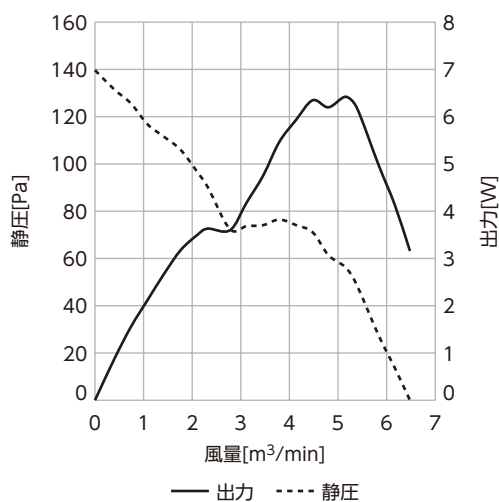


図 3.28 プロペラファンの出力特性

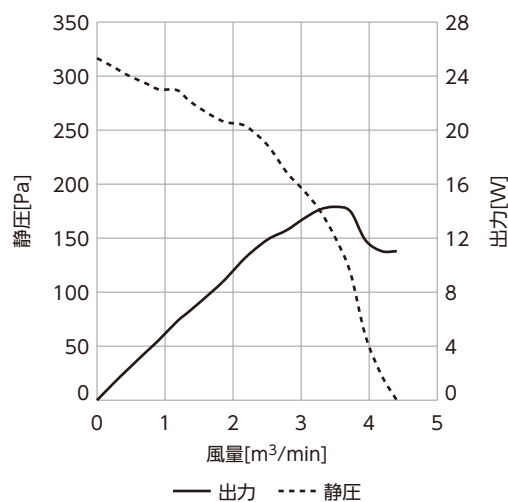


図 3.29 ブロワの出力特性

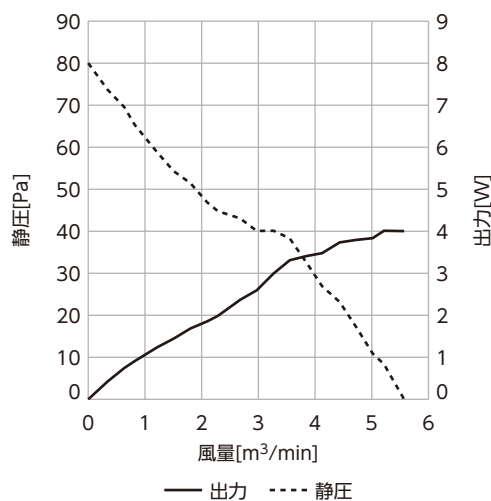
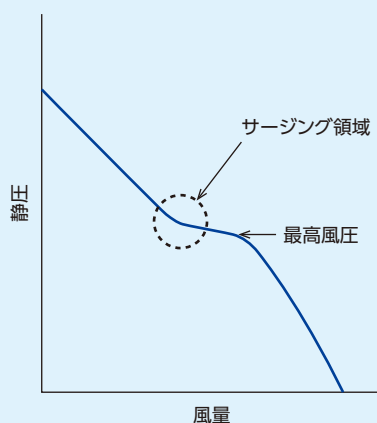


図 3.30 クロスフローファンの出力特性



## サージング

ファンの風量を最大風量から絞っていくと、最高風圧の付近で翼が失速し、逆流を起こすようになります。そのため風量が周期的に変動する不安定な状態になります。この現象をサージングといいます。風量－静圧特性上では、図のように特性が落ち込む領域を指します。



## 3.6 ファンモーターの設置方法の違いによる特性の変化

複数のファンを使用する場合、ファンの設置方法によって風量－静圧特性曲線が変わります。

### 3.6.1 並列運転

ファンを並列に並べて運転すると、風量が約2倍になります。並列運転は、装置に取り付けるスペースがあるときに有効な方法です。

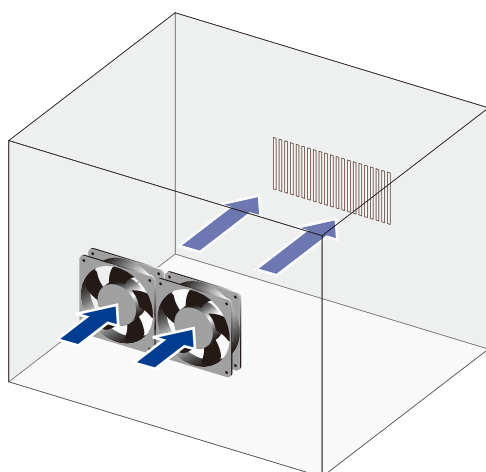


図 3.31 並列運転

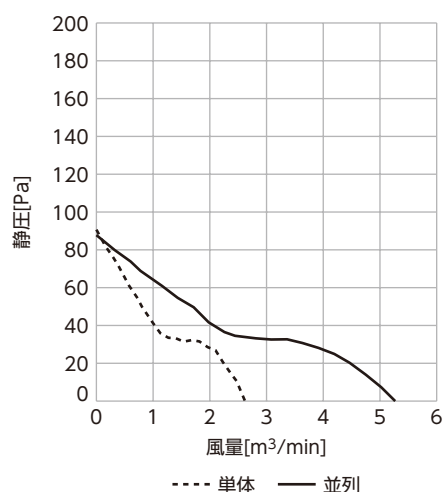


図 3.32 並列運転の風量－静圧特性曲線

### 3.6.2 直列運転

ファンを直列に並べて運転すると、理論上は静圧が約2倍になります。ただし実際に運転すると、静圧は2倍になりません。それは吸込側のファンから吐出側のファンに流れ込む風が旋回流のため、ファンBに対して損失となってしまうからです。

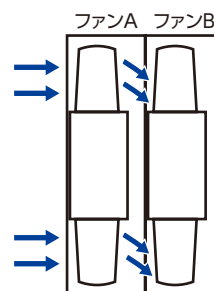


図 3.33 旋回流

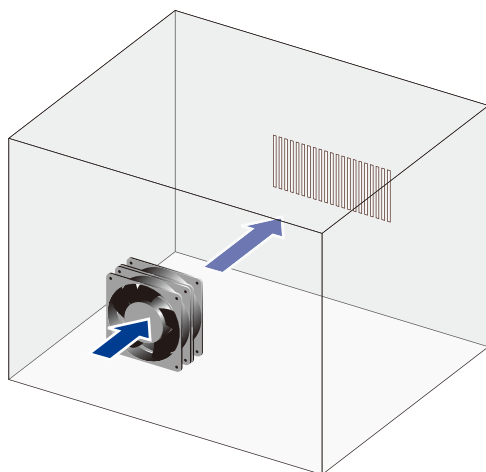


図 3.34 直列運転

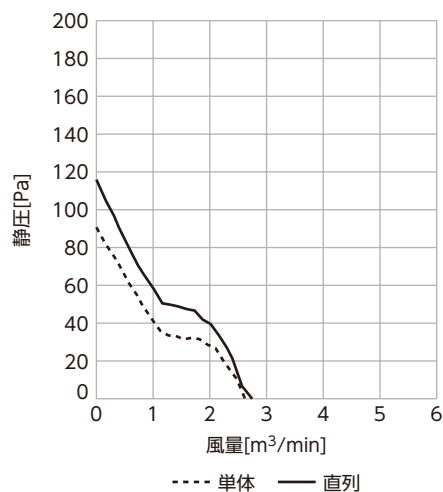


図 3.35 直列運転の風量－静圧特性曲線

直列運転で静圧を上げたいときは、当社の口180 mm-110 mm 厚大型ファン（2枚羽根）のように、旋回流を逆方向へ曲げる働きをする翼（静翼）をファンとファンの間に設ける必要があります。

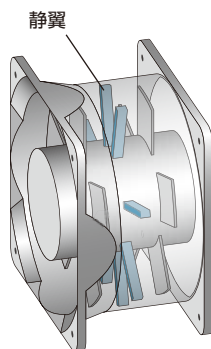


図 3.36 2枚羽根タイプの構造

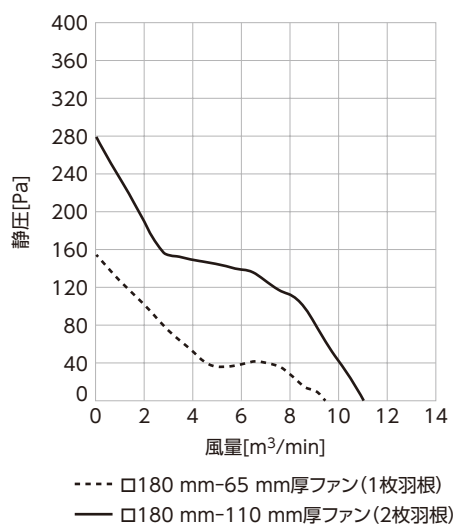


図 3.37 風量－静圧特性曲線の比較



### 3.6.3 PUSH-PULL 運転

吸込口に取り付けたファンで空気を装置内に送り込み (PUSH)、吐出口に取り付けたファンの静圧を利用して内部の空気を外に押し出す (PULL) 方式です。PUSH-PULL 運転では理論上、静圧を約 2 倍に上げることができるため、筐体内の実装密度が高いときに有効な設置方法です。

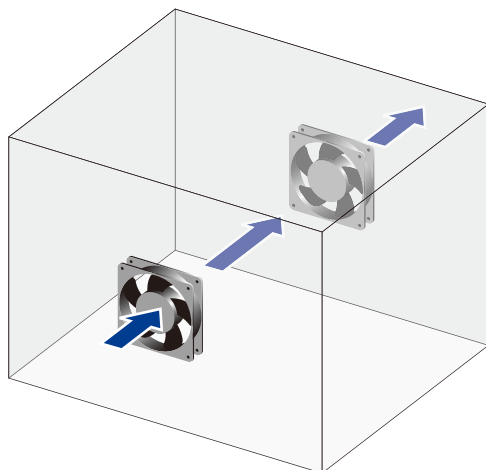


図 3.38 PUSH-PULL 運転

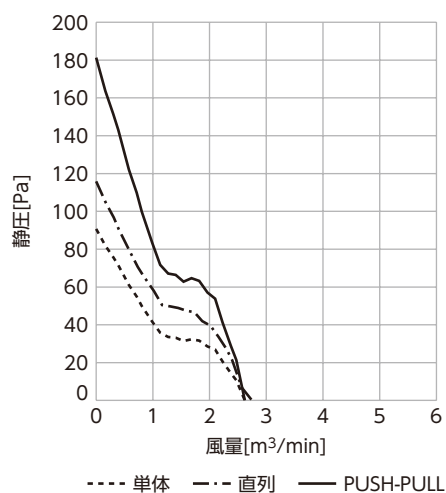


図 3.39 PUSH-PULL 運転の風量－静圧特性曲線※

※ PUSH-PULL 運転の特性曲線は理論値です。2 台のファンを、お互いが干渉し合わない配置で設置した場合、静圧が約 2 倍になります。



## 4 ファンモーターの騒音

ここではファンの騒音について理解するための基礎知識と、1/3 オクターブバンド周波数分析データの見方について解説します。

### 4.1 騒音とは

一般に、人間が不快と感じる音を騒音といいます。では、音というものを物理的に捉えた場合、騒音とはどのような現象を指すのでしょうか。例として音叉の音が空気中を伝播する様子を図解します。

図 4.1 から、音とは音源の振動が空気分子に伝わり、その振動が隣の分子へ次々に伝わっていく、空気分子の疎密波であることが分かります。この振動が人間の鼓膜を振動させるため、わたしたちは耳で音を感じることができるのです。この現象を空気中のある 1 点で見ると、大気圧を平均圧力とした正負の圧力変動と捉えることができます。この微小な圧力変動を、騒音の大きさを表す基準として「音圧」といいます。また、測定した値を音圧レベルと呼びます。

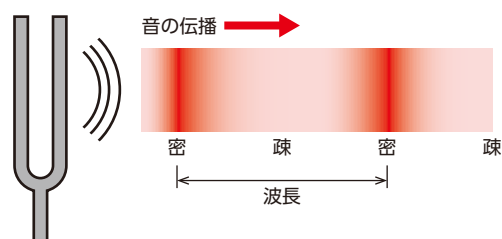


図 4.1 音の伝播

通常、マイクロフォンで測定している騒音値も音圧レベルです。そして正負の圧力変動が大きいほど音も大きくなり、騒音が大きいということになります。また、音圧は時間とともに変わるため、実効値で表します。

音源には、それ自身が振動することによって空気の疎密波を作るだけでなく、ファンのように羽根が空気そのものの圧力変動を起こしたり、空気の流れの中に発生する渦によって周りの空気に圧力変動が起きる場合など、さまざまな種類があります。

### 4.2 騒音に関する基本用語

騒音を理解するには、基本的な用語を理解する必要があります。ここでは、それらの用語について説明します。

#### 4.2.1 dB (デシベル)

音圧レベルは dB という単位を用いて表示されます。dB は、基準となる最小値の音に対して、実際の音が何倍の大きさになるかという比較を常用対数で表した量（レベル）です。音圧を対数で示す理由として、たとえば人間が聞き取ることのできる最小音圧レベルを 1 とすると、我慢して聞くことのできる最大音圧レベルは 500 万という大きい値になり、リニアスケール（線形目盛）では扱いが非常に難しくなります。

$$\text{感覚量の大きさ} = C \log \frac{I}{I_0} \quad (4.1)$$

C: 定数

I: 人間が実際に受けた刺激の量

$I_0$ : 人間が感じることのできる刺激の最小値

式(4.1)から、刺激の量が  $n$  倍になると、人間が感じる刺激の量は式(4.2)で示すように  $C \log n$  だけ増えます。

$$\begin{aligned} \text{感覚量の大きさ} &= C \log n \frac{I}{I_0} \\ &= C \log \frac{I}{I_0} + C \log n \end{aligned} \quad (4.2)$$

次に音圧レベルをデシベルで表現すると式(4.3)になります。これは式(4.1)と基本的に同一であり、音圧が  $n$  倍になると音圧レベルは  $20 \log n$  だけ増えることになります。

$$\text{音圧レベル} = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (4.3)$$

$P$ : 実際の音圧

$P_0$ : 人間が聞き取れる音圧の最小値

このように、音圧レベルを対数で表すことで、人間の可聴音圧範囲を 0～約 130 dB に収めることができ、人間の感覚に近い数値表現が可能になります。

## 4.2.2 A 特性

騒音を表現する場合、音の大きさ (音圧) だけでなく、音の高さも考慮する必要があります。音は空気の振動として伝わるので、周波数として表すことができます。周波数が高いと高音、低いと低音になります。人間が聞き取れる周波数は 20 Hz～20 kHz といわれ、低い周波数や非常に高い周波数はあまりうるさく感じないという特性があります。つまり音圧を周波数に関係なく測定しただけでは、人間の感覚とは多少ずれたものになり、騒音を正しく評価できないといえます。そこで音圧レベルを測定する場合は、周波数が人間の聴感に及ぼす影響を考慮して補正を行うことがあります。もっとも聴感に近い補正を行ったものが A 特性です。

A 特性で測定した音圧レベルと、補正をかけずに測定した音圧レベル (C 特性) を比較したグラフが図 4.2 です。ここから、人間が最も騒音に感じる周波数は 1000～5000 Hz (1～5 kHz) であることが分かります。

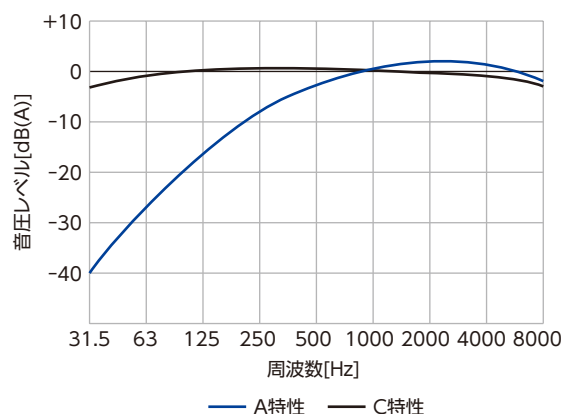


図 4.2 音圧レベルの比較

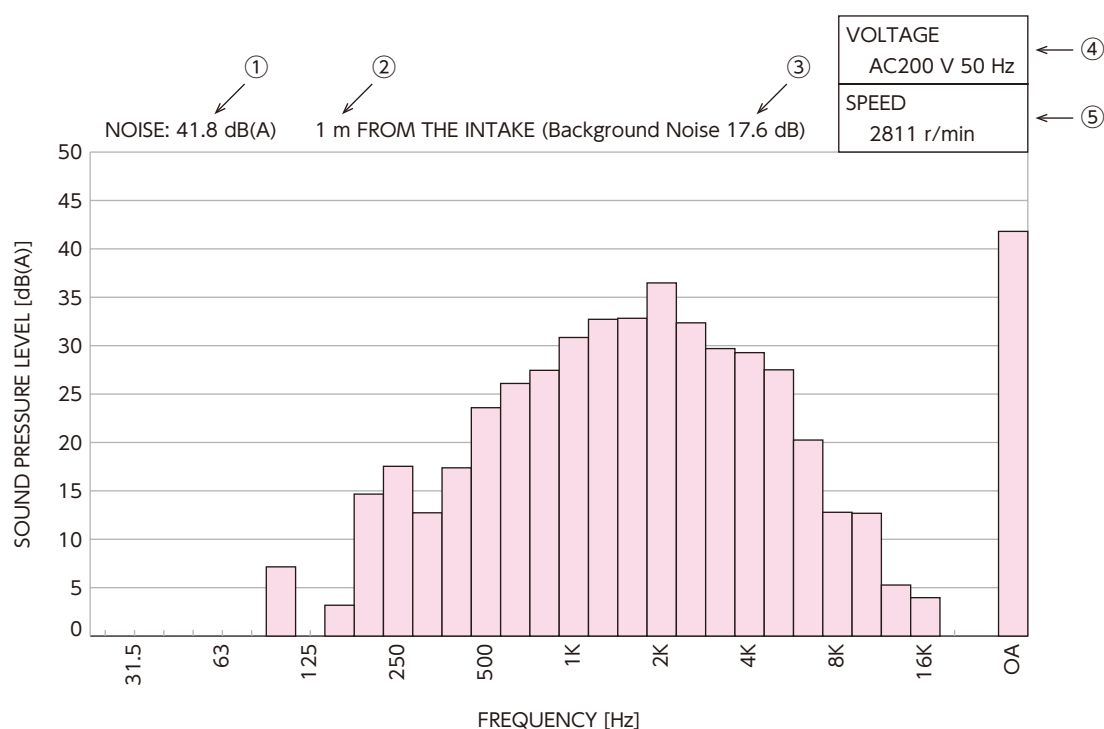
### 4.3 1/3 オクターブバンド周波数分析

騒音は音叉のような定まった周波数の純音ではなく、さまざまな周波数から成る合成音です。合成音を構成する周波数成分を調べる際に用いられるのが、1/3 オクターブバンド周波数分析です。

ある周波数を基準として、その2倍の周波数までの間隔を1オクターブといいます。人間の耳はわずかな周波数の違いを聞き分けることは難しく、1オクターブ感覚の1/3ほど周波数が異なってはじめて、音の違いを聞き取れるようになります。1/3オクターブバンド周波数分析とは、1オクターブの周波数を3分割し、分割した周波数帯ごとに音圧レベルを測定してグラフ化したものです。人間の聴感に合わせた騒音分析データといえます。

実際の1/3オクターブバンド周波数分析データを図4.3に示します。

測定に使用したファンは口120 mm-38 mm厚 AC ファンです。測定は、無響室と呼ばれる外の音を遮断した室内で行います。



#### データの見方

- ①ファンの音圧レベルがA特性で41.8 dBであることを示す。
- ②騒音の測定位置がファンの吸込口から1 mであることを示す。
- ③音圧レベルを測定した無響室の暗騒音が17.6 dBであることを示す。
- ④音圧レベルを測定したファンの入力電圧と周波数を示す。(AC200 V 50 Hz)
- ⑤音圧レベルを測定したファンの回転速度が2811 r/minであることを示す。

図 4.3 1/3 オクターブバンド周波数分析データ

## 4.4 騒音の合成

1 台の音圧レベルが 40 dB のファンを 2 台使用した場合について考えてみます。音圧レベルは対数で表されるデシベル表示のため、単純に加算することができません。そこで音をエネルギーとしてとらえ、そこから音圧の増加分を算出します。空気の密度を  $\rho$ 、音の伝播速度を  $c$  とすると、音のエネルギー  $J$  と音圧  $P$  は次の式の関係になります。

$$J = \frac{P^2}{\rho c} \quad (4.4)$$

式 (4.4) を用いて式 (4.2) を変形すると、次のようになります。

$$\begin{aligned} \text{音圧レベル} &= 20 \log \frac{P}{P_0} \\ &= 10 \log \frac{J}{J_0} \end{aligned} \quad (4.5)$$

$J$ : 測定した騒音のエネルギー

$J_0$ : 人間が聞き分けることのできる最小の騒音エネルギー

式 (4.5) は、エネルギー  $J_0$  を基準として音圧レベルをデシベル表示したものです。ファンを  $n$  台使用する場合、音のエネルギーも  $n$  倍になるため

$$\begin{aligned} \text{音圧レベル} &= 10 \log n \frac{J}{J_0} \\ &= 10 \log \frac{J}{J_0} + 10 \log n \end{aligned} \quad (4.6)$$

となります。つまり  $n$  台を同時に運転したときの音圧レベルの増加分は、 $10 \log n$  [dB] ということになります。ファンが 2 台の場合、音圧レベルの増加分は  $10 \log 2$  つまり 3 dB になるので、40 dB のファンを 2 台同時に運転したときの音圧レベルは 43 dB になります。

次に、音圧レベルが 40 dB と 50 dB のファンを同時に運転した場合について考えてみます。同時に運転するファンの音圧レベルが異なるときは、次の手順に従って計算します。

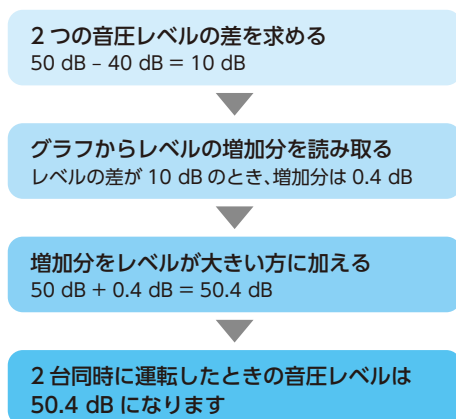


図 4.4 フロー

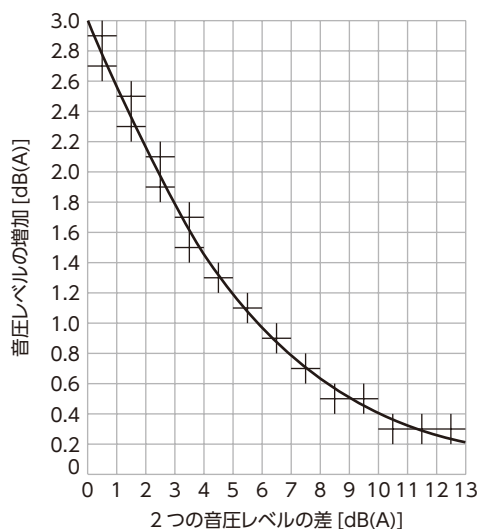


図 4.5 2つの音圧レベルの差と増加

以上から、40 dB と 50 dB のファンを同時に運転した場合、音圧レベルは 0.4 dB しか増加しません。音圧レベルは常に大きい方の値に支配されるため、レベルが異なるファンを使用する場合は、音圧レベルが大きいファンの音をいかに抑えるかが重要になります。

## 4.5 距離と騒音

騒音は音源からの距離が遠くなるに従って小さくなります。距離による音圧レベルの減衰を式で表すと、次のようになります。

$$\text{SPL}_2 = \text{SPL}_1 - 20 \log \frac{r_2}{r_1} \quad (4.7)$$

SPL<sub>2</sub>: 距離  $r_2$  での音圧レベル

SPL<sub>1</sub>: 距離  $r_1$  での音圧レベル

例として、吸込側から 1 m の位置における音圧レベルが 40 dB のファンを 2 m の位置で測定すると、

$$\text{SPL}_2 = 40 - 20 \log \frac{2}{1} = 34 \text{ [dB]} \quad (4.8)$$

となります。したがって吸込側から 2 m の距離では、音圧レベルが 6 dB 下がったことになります。式 (4.7) は 2 つの距離の比を示しているため、どの距離でも 2 倍になると音圧レベルは 6 dB 下がることになります。3 m と 6 m の距離を比較しても、音圧レベルは 6 dB 下がります。このことから、ある距離における音圧レベルが分かると、異なる距離における音圧レベルを推測することが可能になります。

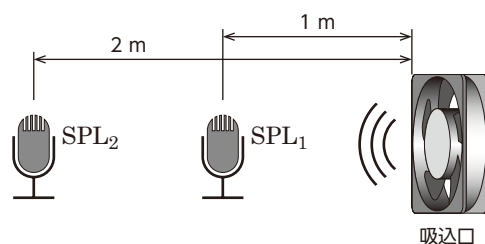


図 4.6 測定場所による音圧レベルの変化

## 4.6 騒音の低減

近年、情報機器に要求される静粛性が増すとともに、機器に組み込まれるファンの低騒音化は重要な課題となっています。オフィス空間を例にとると、OA (Office Automation) 化、インテリジェント化の推進により、冷却ファンを搭載した情報機器類が多数設置され、音源自体が増えたことも一因としてあります。また、情報機器類に要求されることとして多機能化・軽量化・高速化といった純粋な装置自体の性能の他に、使いやすさや静かさといった使う人の立場に立った機能が要求されるようになったこともあります。

ここでは、ファンの騒音の発生原理から低減方法について説明します。

### 4.6.1 騒音の発生メカニズム

表 4.1 はファンの騒音を分類したものです。ファンから発生する騒音は、その形態から、広い周波数帯に分布する広帯域騒音と、ある特定の周波数に集中する離散周波数騒音があります。

表 4.1 ファンモーターの騒音の分類

騒音の形態	発生形態	発生原因
広帯域騒音（広い範囲の周波数で発生）	乱流騒音	翼先端からの渦放出、境界層の剥離、主流の乱れ
離散周波数騒音（特定の周波数で発生）	動翼回転騒音	動翼の圧力変動
	干渉騒音	スポークおよびフレームの風切音と動翼回転騒音の干渉

広帯域騒音は、発生形態から乱流騒音と呼ばれています。乱流騒音は大小さまざまな渦の発生や崩壊によって発生し、発生する音の周波数は、渦の大きさに依存します。乱流を特徴付けるさまざまな大きさの渦の発生と崩壊から、不特定周波数の音が生み出され、結果として広い周波数帯に分布する広帯域騒音となります。

乱流騒音の発生原因には、翼先端から渦が発生することで音が発生する場合や、翼表面の境界層で空気が剥離することで音が発生場合があります。前進翼は、このような翼に起因する騒音の抑制に効果があります。これに対して、主流の乱れが乱流騒音の発生原因となるものがあります。たとえば、吸込側に取り付けたフィンガーガードによって渦が発生し、騒音の原因となる場合です。ケーシングの吸込口の端面や、ハブの端面のR加工は、主流の乱れに起因する騒音の低減に効果があります。

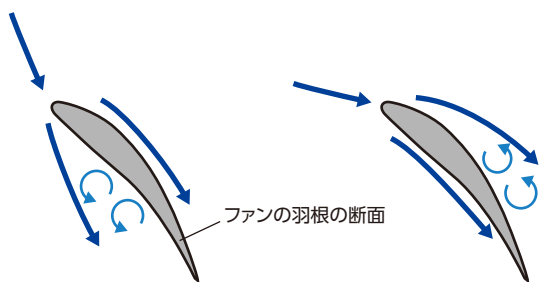


図 4.7 翼境界層の剥離



図 4.8 前進翼の羽根

一方、離散周波数騒音は特定の周波数の音からなり、発生形態から動翼回転騒音と干渉騒音があります。動翼回転騒音は、翼が回転することで圧力の変動が生じ、これが騒音となります。動翼回転騒音は、回転スピードと翼数の積を整数倍した周波数となります。

干渉騒音は、動翼回転騒音とスポークの風切り音が干渉することで発生します。翼数の整数倍とスポーク本数の整数倍が一致すると、干渉騒音は減衰しにくいという特徴があります。

たとえば5枚翼と4本スポークのファンでは、動翼回転騒音の4次の高調波成分が増幅されますが、4枚翼と4本スポークでは、動翼回転騒音の基本成分（1次）が増幅されるため、大きな騒音が発生します。翼数が5枚または7枚といった素数が使われるのはこのためです。

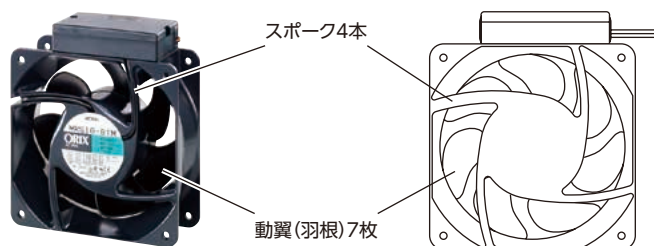


図 4.9 動翼（羽根）とスポークの例

広帯域騒音は低いレベルで幅広い周波数に分布しているため、発生した騒音を取り除くことは難しく、低騒音化のためには広帯域騒音の発生を防ぐしかありません。これに対し離散周波数騒音は、特定の周波数に高いレベルで集中しているため、適切な手段で取り除くことが可能です。



## 4.6.2 ファンモーターとフィンガーガードの相互作用で発生する音

### a. ファンモーターとフィンガーガードの組み合わせ実験

一般に、指や異物が回転する翼と接触することを防止するためフィンガーガードが使われます。しかし一方では、フィンガーガードが騒音を増大させる一因ともなっています。そこで図 4.10 に示すフィンガーガードを試作し、図 4.11 のようにファンと組み合わせて騒音を測定しました。ここでは試作フィンガーガードのスポーク本数と騒音との関係、およびフィンガーガード～翼間距離と騒音との関係を実験しました。なお、フィンガーガードはスポークが 3、4、5、6、7 本の 5 種類で、フィンガーガード～翼間距離はスペーサを入れることで、2 mm～10 mm まで変化させました。騒音は、無響室内で吸い込み側から 1 m の距離において測定しました。

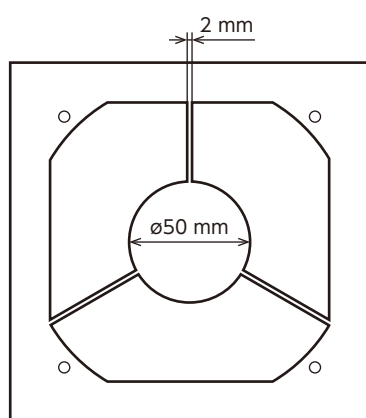


図 4.10 試作フィンガーガード

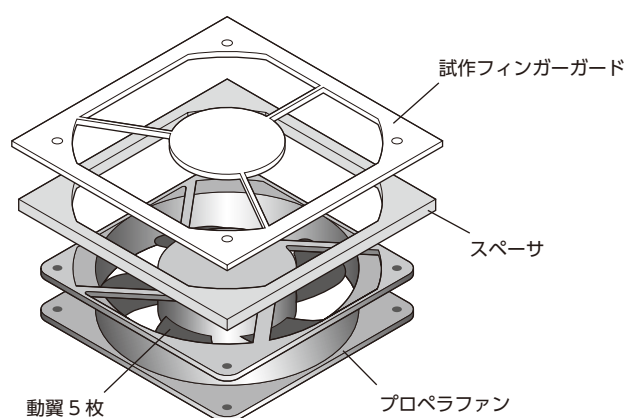


図 4.11 ファンモーターと試作フィンガーガードの組み合わせ

図 4.12 に、音圧レベル（オーバーオール値）の比較結果を示します。フィンガーガードを装着すると、音圧レベルが 5 dB 以上増加していることがわかります。特にフィンガーガードのスポークが 5 本のものは、音圧レベルが 10 dB 以上増加しています。

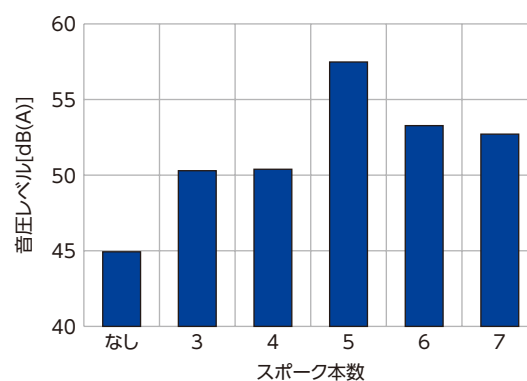


図 4.12 音圧レベル測定結果

騒音が増大する理由について考えるため、騒音の周波数成分に着目しました。この場合、単純に周波数成分を比較するよりも、1回転ごとの周波数を基準に比較するとわかりやすくなります。対象となる周波数と1回転ごとの周波数との比を回転次数といいます。実験に用いたファンの翼数は5枚です。したがって1回転当たり5回の周期的な音が発生するので、回転次数の5倍の周波数ごとに干渉音が発生します。このため図4.13では、5の倍数の回転次数で表示しています。

実験に用いたファンの回転速度は2800 r/minなので、回転次数1は約47 Hzになります。図4.13から、回転次数がフィンガーガードのスポーク本数の5倍になるときに騒音が増大していることがわかります。また、フィンガーガードのスポークが5本のものは、すべての次数成分が増加しています。

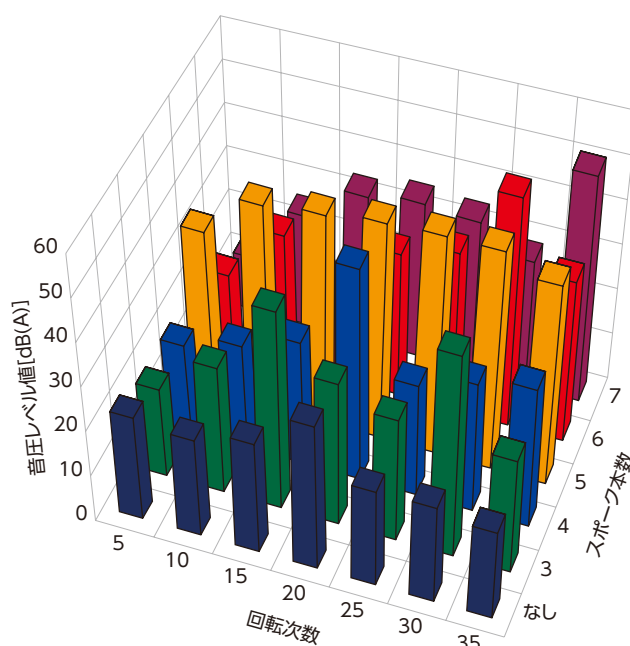


図 4.13 音圧レベルー回転次数比成分比較

これらの現象を理解するため、ロブパターンについて説明します。

#### b. ロブパターン

実験から、翼数とフィンガーガードのスポーク本数に依存した特定の周波数の音が増加することがわかります。この理由について、ファンとフィンガーガードの相互作用で発生する音の機構から説明します。

翼がフィンガーガードのスポークに対応した静止励振源を横切ると圧力変動が生じ、異なる時刻に発生した圧力変動が重なり合うことで周波数選択性を生じます。この結果生じた圧力パターンをロブパターンと呼び、これがファンとフィンガーガードの相互作用で発生する音の原因となります。このうち圧力波を強め合う、すなわち音が発生するのは次の式を満足する条件のときで、式の  $n \times$  翼数を回転次数とする周波数になります。

$$n \times \text{翼数} = k \times \text{スポーク本数} + m \quad (4.9)$$

$n$ : 高調波の次数 (自然数 1、2、3、…)

$k$ : 任意の整数 (0、 $\pm 1$ 、 $\pm 2$ 、…)

式 (4.9) の  $m$  がロブ数と呼ばれるものです。ロブパターンが翼の配置のようなものだとすると、ロブ数は翼数に相当し、任意の整数となります。ロブ数の絶対値は発生する音の減衰する割合に関係し、ロブ数の絶対値が小さいほど、減衰しにくく大きな音となります。したがって、式 (4.9) を満足する条件は無限に存在するので、ロブ数  $m$  の絶対値ができるだけ小さくなる組み合わせを検討します。例として、フィンガーガードのスポーク本数が3の場合を表4.2に示します。

表 4.2 フィンガーガードのスポーク本数が 3 の実験でのロブ数

$n \times$ 翼数 (5)	$k \times$ スポーク数 (3)	ロブ数 $m$
$1 \times 5$	$2 \times 3$	-1
$2 \times 5$	$3 \times 3$	+1
$3 \times 5$	$5 \times 3$	0
$4 \times 5$	$7 \times 3$	-1
$5 \times 5$	$8 \times 3$	+1
$6 \times 5$	$10 \times 3$	0
$7 \times 5$	$12 \times 3$	-1

表 4.2 から、ロブ数  $m$  は回転次数の  $3 \times 5$  倍と  $6 \times 5$  倍で 0 となり、騒音の増大が予測されます。一方、図 4.13 から、スポーク本数が 3 では回転次数の  $3 \times 5$  倍と  $6 \times 5$  倍時の成分が増加していることがわかります。また、スポーク本数が翼数と同じ 5 では、あらゆる次数でロブ数は 0 となり、すべての次数比成分が増大するため、騒音が著しく増大することになります。

#### 4.6.3 ファンモーターとフィンガーガードの相互作用音の低減 (翼～フィンガーガード間距離の影響)

ファンとフィンガーガードの相互作用で発生する音は、翼がフィンガーガードのスポークによる圧力変動場を横切ることによって発生するため、フィンガーガードと翼をある程度離すと騒音は減少するものと予想されます。図 4.10 の試作フィンガーガードとファンの間に厚さ 2 mm、5 mm、8 mm のスペーサを挿入し、音圧レベルを測定した結果が図 4.14 です。

翼とファン前面との隙間は約 2 mm なので、翼とフィンガーガードとの距離はそれぞれ、2 mm、4 mm、7 mm、10 mm となります。図 4.14 から、翼～フィンガーガード間が 7 mm 以上では騒音が大きく低減し、10 mm ではフィンガーガードがない状態と同程度の音圧レベルになります。実装スペースに余裕がある場合、ファン吸い込み側とフィンガーガード間を 10 mm 以上離すと、騒音減少に効果的であることがわかります。

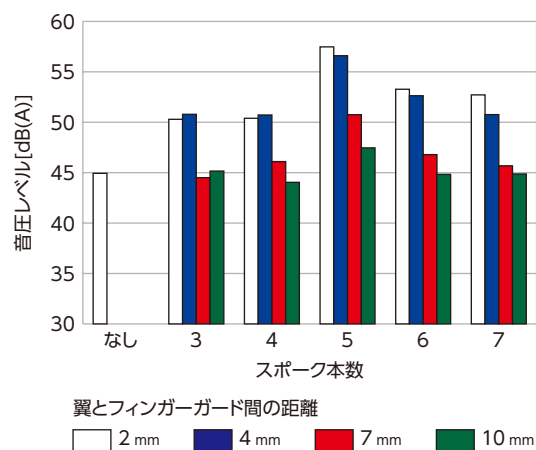


図 4.14 翼～フィンガーガード間の距離による騒音低減

#### 4.6.4 ファンモーターを装置に取り付けたときの騒音（負荷時）

当社のカタログは音圧レベルを騒音レベルと表記しており、ファンが無負荷（開放時）の値を代表としています。しかし、ファンの騒音は負荷により変化し、プロペラファンでは負荷の増大にともなって騒音が増加し、ブロワでは逆に減少します。したがって装置との組み合わせによる動作点を把握し、最適なファンを選定する必要があります。ここでは当社のプロペラファンとブロワを例に、負荷と騒音の関係について説明します。

図 4.15 に、プロペラファンとブロワの風量－静圧特性と、圧力を加えながら騒音を測定した結果を示します。プロペラファンでは、風量の低下とともに騒音は多少低下しますが、サージングポイントと呼ばれる圧力特性の傾きが大きく変化する領域を境に、騒音は大幅に増加します。一方、ブロワは最大風量時に騒音は最大で、風量の低下とともに騒音も低下します。

したがって、開放状態での騒音を測定したカタログ値の場合、プロペラファンの方が騒音は低く表示されますが、動作状態によっては、ブロワよりも大きな騒音となることがわかります。

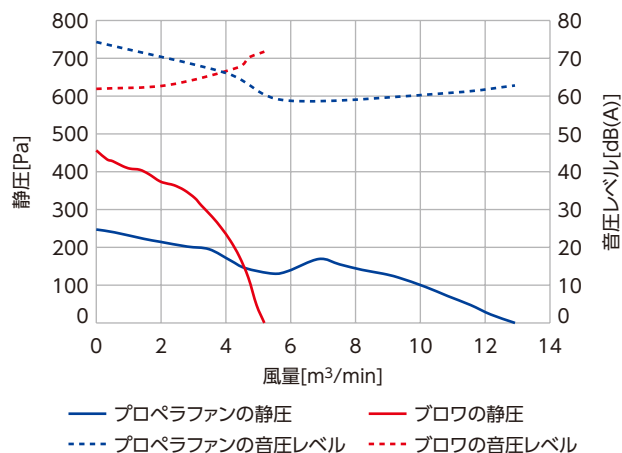


図 4.15 ファンモーターの違いによる風量－静圧特性と騒音の関係

#### 4.6.5 装置の種類と動作点との関係

ファンは装置との組み合わせによって、動作時の静圧、風量が異なります。具体的には、ファンの風量－静圧特性曲線と装置のシステムインピーダンス特性曲線の交点が動作点となります。動作点の例として、システムインピーダンスが低い装置 A と高い装置 B を加えたものが図 4.16 です。

システムインピーダンスが低い装置 A の場合、プロペラファンと組み合わせると 10 m³/min の風量が得られ、音圧レベルは 60 dB であることがわかります。この装置 A にブロワを組み合わせると、風量は 5 m³/min、騒音は 71 dB となります。一方、システムインピーダンスが高い装置 B では、プロペラファンとの組み合わせで風量 2.4 m³/min、音圧レベル 70 dB に対し、ブロワでは風量が 3 m³/min、音圧レベル 64 dB と、システムインピーダンスが低い装置 A とは逆の結果になります。

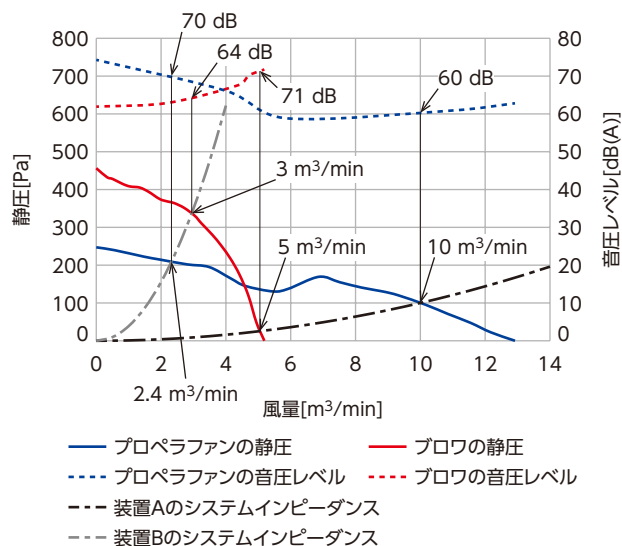


図 4.16 風量－静圧特性と装置の動作点

このように、設計している装置とファンとの組み合わせによる動作点を予測し、その動作点にあったファン形式（プロペラファン、ブロワ）を選定することが装置の低騒音化のポイントとなります。一般に、カードラック型の電子機器はシステムインピーダンスが低いため、プロペラファンが使われます。これに対し、プロジェクターのランプ冷却など局所的に大きな風量が必要なものでは、システムインピーダンスが高くなるので、ブロワが有利です。

## 5 ファンモーターの長寿命化技術

電子機器の冷却に使用されることが多いファンは、寿命が3～6年と短く、通信装置など装置本体に10年以上の耐用年数が求められる用途では、ファンを定期的に交換する必要があります。そこで、装置本体と同等かそれ以上に寿命が長いファンが開発されています。

寿命はその場で測定、評価できないにも関わらず、機器全体の信頼性に深く影響するため、ファンを採用する際は寿命に対するより良い理解が必要になります。

この章では、初めに信頼性と寿命の一般論について解説し、その後ファンの長寿命化技術について紹介します。ファンの長寿命化には、故障に対する設計技術、製造上の品質管理技術、寿命や故障率を予測して検証する信頼性技術など、さまざまな要素が活かされています。ここでは玉軸受の長寿命化に関する設計技術について解説します。

### 5.1 信頼性と寿命

信頼性とは、与えられた期間中に正しく機能する性質のことで、信頼性を定量化するため、一定の期間内に故障が発生する確率を表したものが故障率です。また、寿命とは、製品の機能が失われるまでの期間を指します。すべての製品が同じ寿命であれば、寿命に至るまでの故障率は0%になります。

しかし寿命にはばらつきがあるため、故障率は0%になりません。そこで、信頼性に関しては、ある期間内に故障が発生する割合で示します。寿命に関しては、故障が発生する割合がある値になるまでの期間（時間）で表現します。つまり割合と時間という2つの数値で表す必要があります。これらを示したものが図5.1の故障率曲線です。縦軸は故障率で、ある期間までに残存した製品が、引き続き単位期間内に故障を起こす割合を示しています。

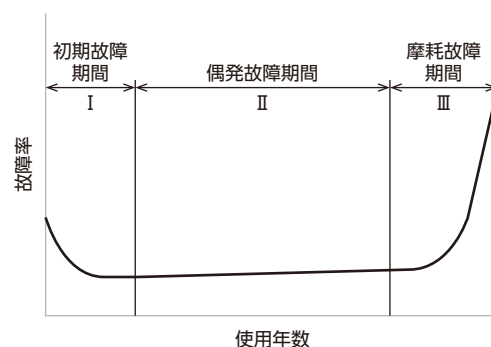


図 5.1 故障率曲線

I の領域は初期故障期間といい、故障率は時間とともに減少します。初期故障が起こる原因には、製品自体の不良と、製品の限度を超えた使い方の2つがあります。初期故障期間の故障率を低減させるには、初期不良を減少させる品質管理技術や、製品の耐久度を上げる設計技術が求められます。

II の領域は偶発故障期間といい、故障率はほぼ一定になります。偶発故障は主に電子機器の故障などに起因します。偶発故障率を低減させるには、部品にかかる負荷を低減させるディレーティングや、故障が全体に波及しないような並列システムの構築が必要です。

III の領域は摩耗故障期間といい、故障率は時間とともに増加します。機械部品の摩耗や化学的な劣化が原因となって故障が発生します。初期故障や偶発故障では故障率を低減させるのに対し、摩耗故障は故障率が上昇し始めるまでの期間を延ばす対策がとられます。具体的には、摩耗や劣化が発生する原因を調べ、これらの変性が起こりにくい材質、構造にする設計が行われます。ファンでは、玉軸受の長寿命化技術が該当します。

## 5.2 ファンモーターの構造と玉軸受の寿命

図 5.2 にファンの構造を示します。ファンは、回転するローターが 2 つの玉軸受で保持されています。ファンを構成する部品のうち、玉軸受以外は摩耗故障期間を持たないか、実用上、摩耗故障期間に到達しない部品です。

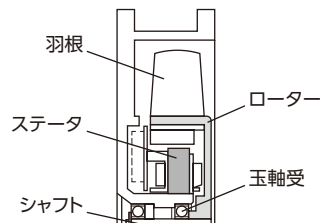


図 5.2 ファンモーターの構造

図 5.3 に玉軸受の構造を示します。玉軸受の内部では、静止部分である内外輪と回転部分である玉が接しているため、接触面の摩耗や潤滑油の劣化が生じます。このため、玉軸受には摩耗故障期間があり、ファンの構成部品の中でもっとも早く摩耗故障期間に到達します。そのため玉軸受の長寿命化がファンを長寿命化するためのキーポイントになります。

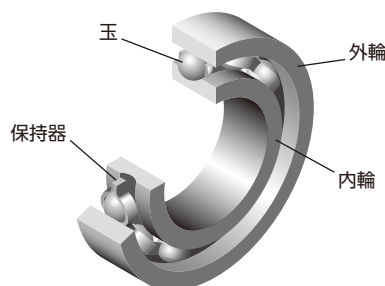


図 5.3 玉軸受の構造

玉軸受の寿命を現象面から見ると、回転しなくなるまでの時間を示す回転寿命と、不快な音や振動が発生するまでの時間を示す音響寿命の 2 つに分けられます。原因から見ると、玉や内外輪の金属疲労による転がり疲れ寿命と、潤滑油の化学的な劣化によるグリース寿命があります。

ファンの寿命を音や静粛性に求める場合は音響寿命で規定されますが、完全に停止するまでを寿命とするか、ある程度騒音が大きくなったら寿命とするかで、音響寿命は異なります。そこで一般には、定義が明確な回転寿命が用いられています。回転寿命から規定した転がり疲れ寿命とグリース寿命について、寿命に影響を及ぼす要因と長寿命化の考え方を説明します。

## 5.3 転がり疲れ寿命

玉軸受では、玉が内外輪に沿って転動するうちに、玉自身だけでなく内外輪にも材料の疲労を引き起こします。この疲労によって転送面に微小な亀裂が生じ、亀裂が進展すると転送面の一部が剥離して玉軸受内部に脱落します。この剥離片が玉と内外輪の間に噛み込まれると、軸受けの回転が阻害されて最終的に玉が回転できなくなります。この状態に至るまでの期間を転がり疲れ寿命といいます。転がり疲れ寿命  $L_f$  は、次の式で与えられます。<sup>1) 2)</sup>

$$L_f = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \left( \frac{C_r}{P} \right)^3 \frac{10^6}{N} \quad (5.1)$$

$a_1$  は信頼度係数、 $a_2$  は材料係数、 $a_3$  は潤滑係数、 $P$  は動等価荷重、 $C_r$  は基本動定格荷重、 $N$  は回転速度です。全体の何パーセントが故障したら寿命と判断するか、故障率の定義によっても寿命が異なります。

1) 金子ほか、通信用ファンの長寿命化の検討、TECHNICAL REPORT OF IEICE, EMD96-37

2) 高田、ころがり軸受、油圧と空気圧、No.8, (1977), p229-235



玉軸受にはさまざまな荷重がかかりますが、この荷重を軸方向の荷重に換算したものが動等価荷重  $P$  です。玉軸受を用いる場合、振動や空転を防止するため軸方向に荷重をかけますが、この荷重を予圧といい、ファンでは予圧は動等価荷重とほぼ同じになります。

基本動定格荷重  $C_r$  は、100 万回転で転がり疲れ寿命に達する動等価荷重のことです。基本動定格荷重で軸受を回転させた場合、軸受の 90 % が転がり疲れ寿命に達することなく 100 万回転以上回転できるという意味です。

信頼度係数  $a_1$  は、信頼度を 90 % から変更する場合の寿命を求めるときに使用する係数です。たとえば全体の 99 % が寿命に達しない期間を求める場合などに補正する係数です。信頼度 90 %、つまり全体の 90 % が残存する寿命では  $a_1 = 1$  ですが、信頼度 99 % では  $a_1 = 0.21$  になります。

材料係数  $a_2$  は材料の改良による寿命の延長効果を補正する係数で、通常は  $a_2 = 1$  です。

潤滑係数  $a_3$  は潤滑条件が転がり疲れ寿命に及ぼす影響を補正する係数です。潤滑係数は、玉と内外輪との隙間に形成される油膜の厚みと、玉や内外輪の表面粗さの比から求めることができます。<sup>3)</sup> ファンにかかる荷重は小さいため、一般に転がり疲れ寿命は無視できるとされています。これは潤滑係数  $a_3$  を 1 としているためです。たとえば油膜厚が玉や内外輪の表面粗さと同程度になる場合、 $a_3 = 0.1$  になり、式 (5.1) から寿命が 1/10 となるため、転がり疲れ寿命は無視できない値となります。

$a_1 = 1$ 、 $a_2 = 1$  として、式 (5.1) から転がり疲れ寿命を計算した結果が図 5.4 です。潤滑係数  $a_3$  は、玉と内外輪の曲率半径から接触面圧を求め、弾性流体潤滑理論を用いて計算しています。

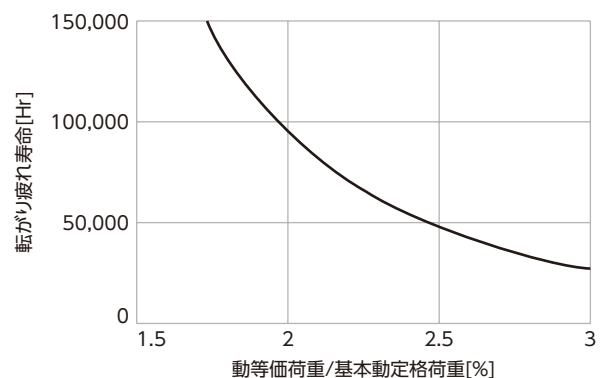


図 5.4 玉軸受にかかる荷重と転がり疲れ寿命

図 5.4 から、玉軸受にかかる荷重によって転がり疲れ寿命が大きく変化することが分かります。また、動等価荷重すなわち予圧量によっては、10 万時間以内に転がり疲れ寿命に至ることが分かります。

一般に油膜厚が十分に厚い場合は玉と内外輪の表面の凸凹が接触しないため、疲労による亀裂の起点は、表面の材料内部でせん断応力が最大となる箇所が発生します。<sup>3)</sup> したがって比較的大きな剥離片が生じ、この剥離片が玉と内外輪の間に噛み込まれて玉の回転を阻害します。

油膜厚が薄い場合は玉表面と内外輪表面の凸凹が接触するため、疲労による亀裂の起点は凸凹の根元に発生します。したがって亀裂が小さいため剥離片は小さく（摩耗粉）、噛み込まれてもすぐに回転が阻害されることはありません。しかし発生した摩耗粉によって表面が削られることで摩耗粉が増加し、玉の回転を阻害するようになります。また、摩耗粉はグリースを劣化させる要因にもなります。

ファンにかかる荷重は小さいため、大きな剥離片による回転の阻害はほとんど発生しません。しかし 10 年という長い期間では、小さい摩耗粉が回転を阻害したりグリースの劣化に影響することが分かります。

以上のことからファンの長寿命化には、玉軸受に加わる予圧量の設定が重要なポイントになります。そのため、予圧量が安定してばらつきが小さくなるように設計、製造されています。

3) 転がり軸受の寿命と信頼性，高田，相原，日刊工業新聞社

## 5.4 グリース寿命

玉軸受は玉と内外輪の間に油膜を形成させるためにグリースが封入されています。グリースは、主成分の基油が増ちょう剤の網目状構造の中に分散する半固体状の潤滑剤です。グリース劣化とは、基油の潤滑作用や基油を保持する機能が失われること、または基油が揮発・流出することです。

基油の劣化とは、酸化反応によって基油が変質することです。酸化反応は化学反応のため、温度が高いほど劣化が早くなります。また、転がり疲れによる摩耗粉が触媒となり反応を促進します。<sup>4)</sup> 基油の劣化によって油膜厚が減少すると、転がり疲れが助長し、摩耗粉を増加させる<sup>4)</sup> というように、転がり疲れとグリース劣化はお互いに影響し合っています。

増ちょう剤は基油を保持するものですが、温度が高くなると網目構造が緩くなって基油を保持する能力が低下します。基油自体も温度が高くなると拡散現象によって揮発したり、粘性が低下して流出しやすくなります。

転がり疲れ寿命と同様、グリース寿命もばらつきがあるため、グリースが 50 % に半減する時点を寿命として定義します。言い換えると信頼度 50 % ということです。グリース寿命  $L_g$  は次の式で与えられます。<sup>5)</sup>

$$\log_{10} L_g = b_1 - b_2 \cdot \frac{N}{N_{\max}} - \left( b_3 - b_4 \cdot \frac{N}{N_{\max}} \right) T - \left( b_5 \cdot T \cdot \frac{N}{N_{\max}} + b_6 \cdot T + b_7 \right) \left( \frac{P}{C_r} \right)^2 \quad (5.2)$$

$b_1 \sim b_7$  はグリース固有の定数です。ファンの玉軸受に用いられるリチウム / 合成油系グリースの場合は次のようになります。

$$b_1 = 7.25, b_2 = 3.7, b_3 = 0.025, b_4 = 0.022, b_5 = 0.21, b_6 = 0.03, b_7 = 20.5$$

$N_{\max}$  は許容回転速度、 $N$  は回転速度です。 $N/N_{\max}$  が 0.25 よりも小さいときは  $N/N_{\max} = 0.25$  とします。

$P$  は動等価荷重、 $C_r$  は基本動定格荷重、 $T$  は軸受温度です。

例として  $N/N_{\max} = 0.25$ 、 $P/C_r = 0.02$  とすると、式 (5.2) は

$$\log_{10} L_g = 6.32 - 0.02 \times T \quad (5.3)$$

となります。

式 (5.3) から、グリースが半減する軸受の温度を求めると

$$\frac{\log_{10} 0.5}{0.02} = 15 \quad (5.4)$$

となります。これは軸受の温度が 15 °C 上昇すると、グリースが半減することを表しています。これがファンの寿命に関する 15 °C 半減則です。

4) NSK Technical Journal, No.647, (1987), p19-25

5) NSK Technical Journal, No.660, (1995), p8-14



式 (5.3) からグリース寿命を計算した結果を図 5.5 に示します。

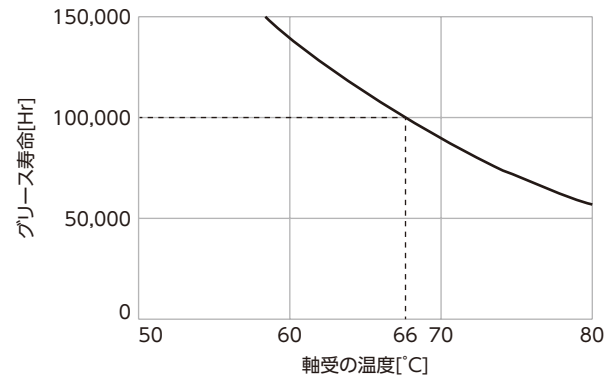


図 5.5 玉軸受の温度とグリース寿命

図 5.5 または式 (5.3) からグリース寿命が 10 万時間になる軸受温度を求めると、66 °C になります。ファンの使用上限温度は 60 °C であるため、軸受の温度上昇を 6 °C 以内に抑えなければならないことが分かります。そのため長寿命ファンは軸受温度が上昇しないよう、ファンやモーターの効率を改善したり、効率的な放熱が行われるように設計されています。

グリース寿命の絶対的な値は、玉軸受のシール構造や玉を保持する保持器の材質によって大きく変わります。そのため式 (5.2) や式 (5.3) で求めたグリース寿命は目安と考えてください。



## 6 ファンモーターの効果的な使い方(流路)

筐体内を効率的に換気冷却するには、ファンによる風の流れ、すなわち風の流路を考慮する必要があります。筐体内に障害物がない場合、ファンの風はほぼ直線的に流れます。しかし障害物があると風の流れが遮られたり、風向きが変わったりします。このため適切な風の流路を設計することがサーマルマネジメントには欠かせません。ここでは、装置内部の換気冷却に効果的な流路設計について解説します。

### 6.1 ファンモーターの種類

一般に筐体の換気冷却にはプロペラファンが使われますが、ブロワやクロスフローファンでも効果的な冷却が行えます。ただしブロワ、クロスフローファンともに特殊な形状をしているため、取り付けに工夫が必要です。また、取り付ける位置が限られる場合もあります。筐体の大きさ、熱源の位置、外部の環境などに合わせ、適切なファンの種類、風量、静圧を選定することが重要です。

### 6.2 ファンモーターの取り付け方向

図 6.1 のように、ファンの吸込側と吐出側では風の動きや流量が異なります。それぞれの特性を理解し、筐体内や外部の状態(環境)によって取付方向を使い分けることで、より効果的な換気冷却が行えます。

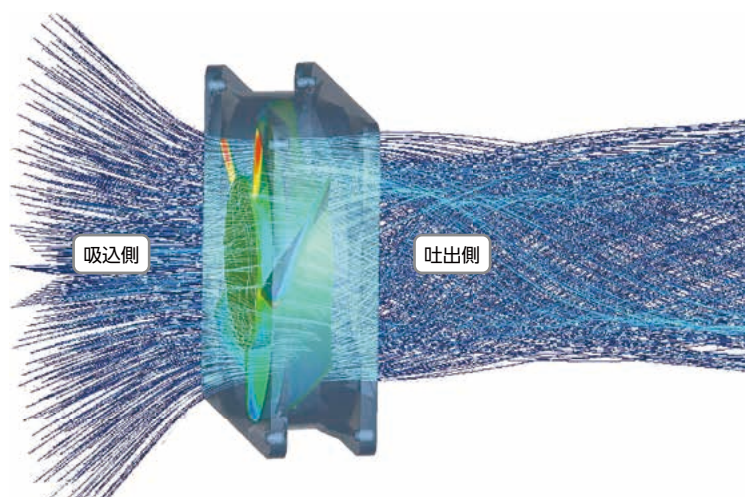


図 6.1 ファンモーター周辺の流体シミュレーション

ファンが吹き出す風を利用する場合は、ファンを筐体の吸込口側に取り付けます。外部の空気を筐体内に送り込み、内部の圧力を大気圧よりも高い状態(正圧)にして換気冷却します。これを PUSH 方式といいます。ファンから吹き出される空気は流速が大きく、直線状に流れます。

ファンが吸い込む風を利用する場合は、ファンを筐体の吐出口側に取り付けます。筐体内の空気を吸い込んで外部に吹き出し、内部の圧力を大気圧よりも低い状態(負圧)にして換気冷却します。これを PULL 方式といいます。ファンに吸い込まれる空気の流速は小さいですが、広い範囲で流れが発生します。

### 6.2.1 熱源が1か所に集中している場合

1か所に集中している熱源を冷却するときは空気を局所的に吹き付けると効果的なため、PUSH方式が適しています。冷却したい熱源をファンの近くに配置し、大きな流速で放熱量を増加させます。

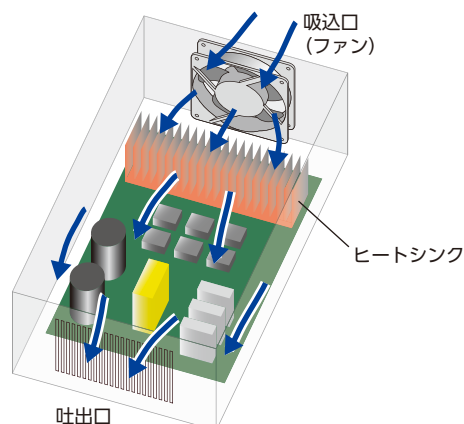


図 6.2 PUSH 方式

### 6.2.2 熱源が筐体内に分散している場合

熱源が分散していると筐体内全体が高温になりやすいため、広い範囲を換気冷却する PULL 方式が適しています。吸込口の反対側にファンを取り付けて空気を筐体内に引き込み、筐体内を広く均一に冷却します。ただし、同時に外部の塵埃も筐体の隙間から引き込まれやすくなるため、外部の環境によっては塵埃の侵入を防止する対策が必要になります。

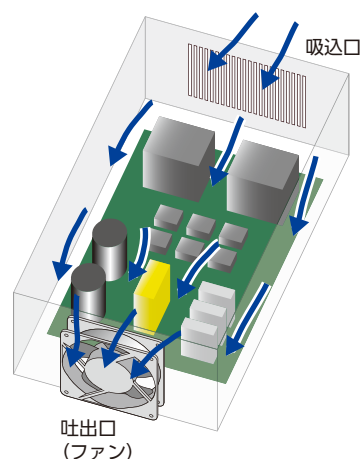


図 6.3 PULL 方式

### 6.2.3 実装密度が高い場合

筐体内の実装密度が高いときは、PUSH 方式と PULL 方式を併用する PUSH-PULL 方式が適しています。吸込口側に取り付けたファンで冷たい空気を筐体内に送り込み、吐出口側に取り付けたファンの静圧を利用して内部の熱い空気を排出します。

## 6.3 仕切り板

流路設計の要素として、目的の場所へ効率良く空気を送ることが挙げられます。冷却されにくい場所がある場合は、仕切り板を設けて風の流を変え、十分な空気を届ける方法があります。

熱い空気は冷たい空気よりも比重が軽いので、上方へ流れる特性があります。そこで図 6.4 では、吐出用のファンを筐体の上部に配置して熱い空気を排出し、筐体下部の吸込口から冷たい空気を引き込んで実装基板を冷却しています。また、流体は送風抵抗が小さい部分に多く流れる性質があり、図 6.4 の例では基板の下側を通過してファン下部の空間を通る流路が最も送風抵抗が小さくなっています。そのため基板上部には空気が流れにくく、十分に冷却されません。

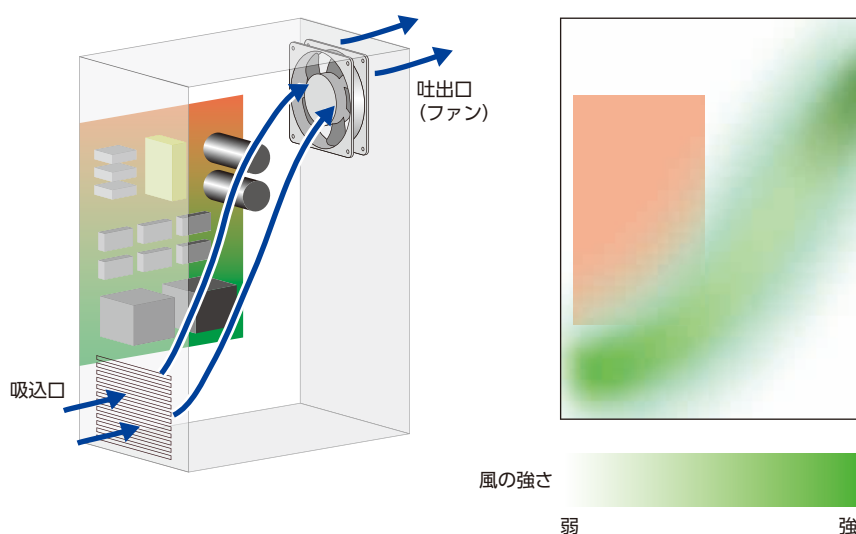


図 6.4 仕切り板がない場合

そこで図 6.5 のように仕切り板を設けて余分な空間をふさぐと、空気が実装基板上を均一に流れるようになります。

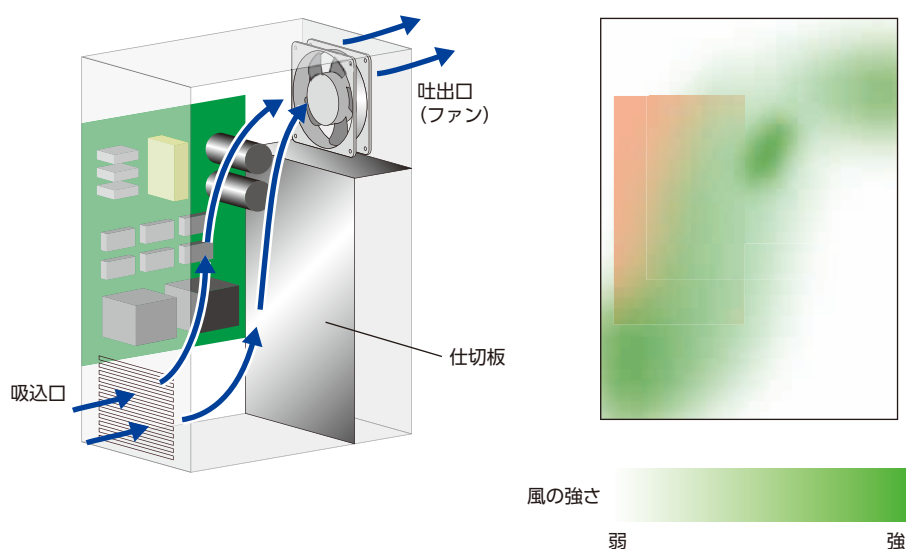


図 6.5 仕切り板を設けた場合

図 6.6 は、ファンによる風の流れによって実装基板の温度にムラが生じている例です。ファンに近い吸込口を通過する流路は、送風抵抗が最も小さくなります。そのため空気が実装基板上を斜めに通過することになり、基板の温度にムラができています。

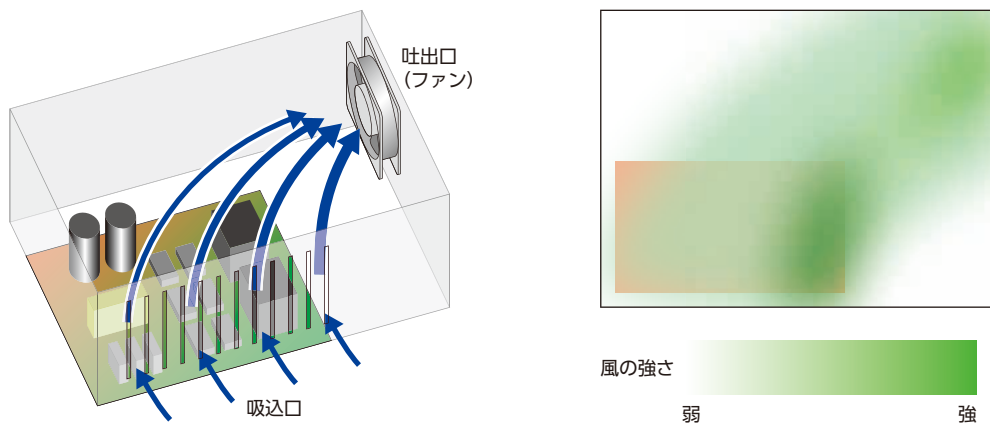


図 6.6 仕切り板がない場合

そこで仕切り板を設けて風向きを整えると、実装基板全体を効率良く冷却できるようになります。

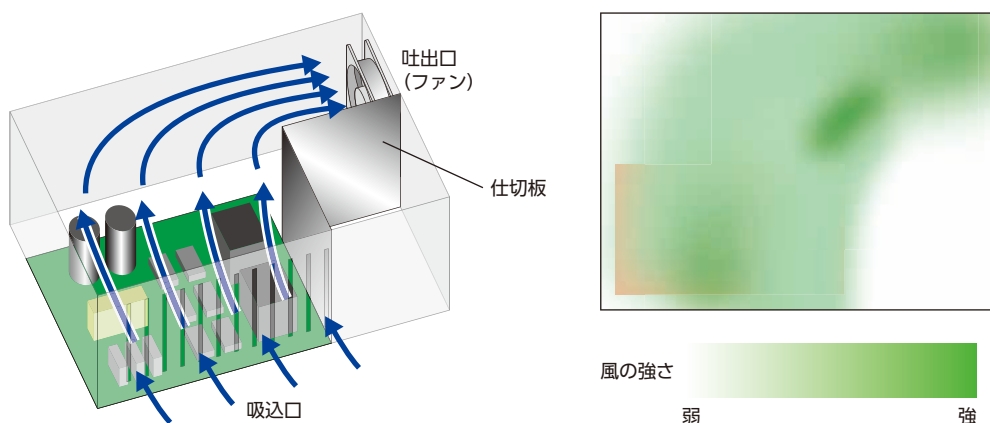


図 6.7 仕切り板を設けた場合

## 6.4 ファンモーター付近の穴や隙間

吐出用のファンの近くに穴や隙間があると、空気は離れた位置にある吸込口よりもファンに近い穴や隙間から引き込まれてしまいます。そのため空気の流路が変わり、適切な冷却が行われなくなります。複数のファンを使用する場合、故障などで停止したファンがあるとそれが隙間となって冷却効率が低下します。

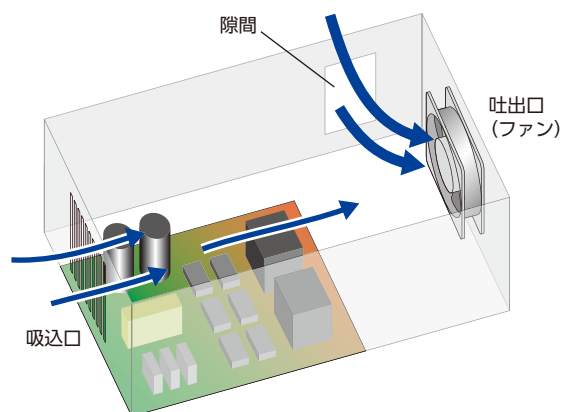


図 6.8 ファンモーターの近くに穴がある場合

## 6.5 ファンモーターから部品までの距離、エアチャンバー

ファンの近くに部品を配置すると、ファンの内部で空気が循環してしまい、筐体内に流れにくくなります。実装密度が非常に高く、送風抵抗が大きい装置でも同様の現象が発生することがあります。このような場合は静圧が高いファンを使用したり、エアチャンバーの確保を検討します。

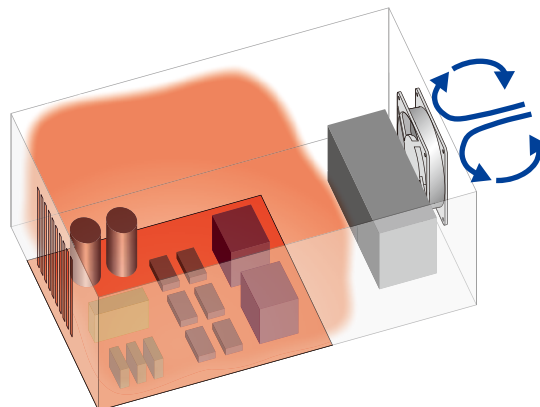


図 6.9 ファンモーターがふさがれている場合

エアチャンバーとは、筐体内の空気の流れを均一にする工夫です。図 6.10 のように実装基板とファンの距離が近いと送風抵抗が大きくなり、空気の流れが不均一になります。このような状態ではファンの正面に近い基板に空気の流れが集中してしまい、両端の基板は十分に冷却されません。

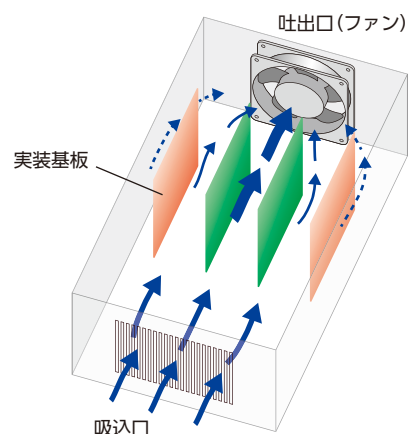


図 6.10 実装基板とファンモーターの距離が近い場合

そこで図 6.11 のように、ファンと実装基板の間にエアチャンバーと呼ばれる空間を設けます。ファンによる風の流れを一度広い空間に開放して圧力に交換すれば、実装基板間に均等な圧力が加わり、空気の流れが均一になります。これがエアチャンバーの原理です。

エアチャンバーの大きさは、ファンから実装基板までを 30 mm 以上離すと効果的です。

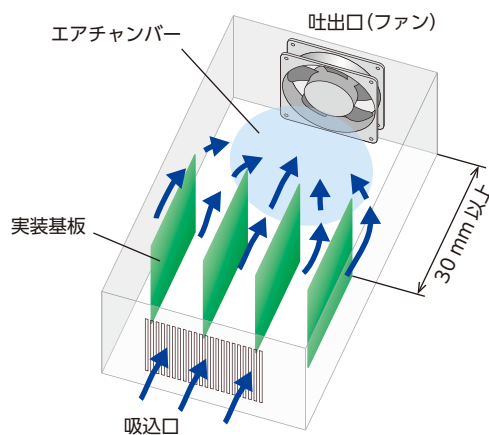
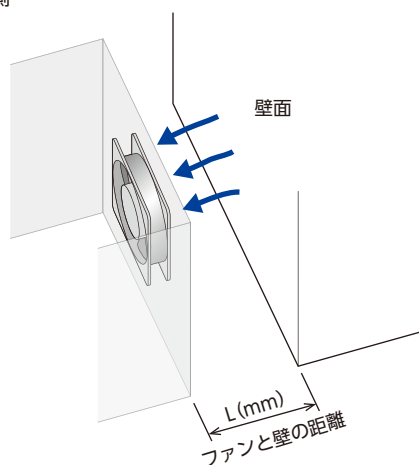


図 6.11 エアチャンバーを設けた例

## 6.6 ファンモーターから壁までの距離

筐体内に向けて空気を送り込む、または筐体内から空気を吐き出す際、壁などの大きな障害物がファンの近くにあり、それが送風抵抗となって風量が低下します。図 6.13 は特性が異なるファンを使い、ファンから壁までの距離が風量に及ぼす影響を示しています。縦軸は、ファンの吐出口を壁に近付けたときの最大風量と無負荷時の最大風量の割合を示しています。ほとんどのファンで壁からの距離が 100 mm 以上になると、無負荷時の最大風量とほぼ同じ特性が得られています。このことから、ファンから壁までの距離を 100 mm 以上確保すると、送風抵抗としての影響が少なくなります。

●吸込側



●吐出側

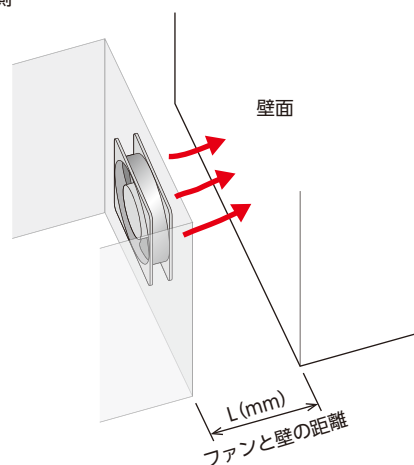
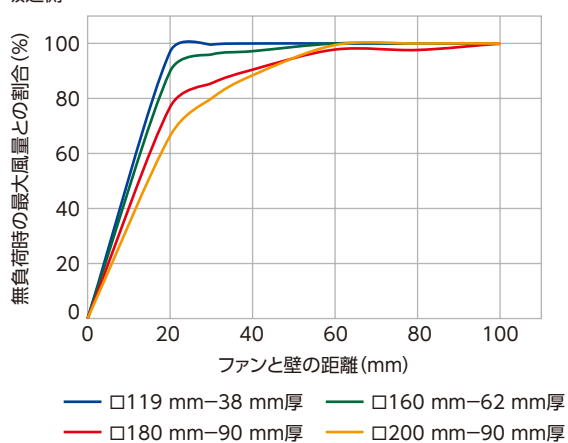


図 6.12 ファンモーターから壁までの距離

●吸込側



●吐出側

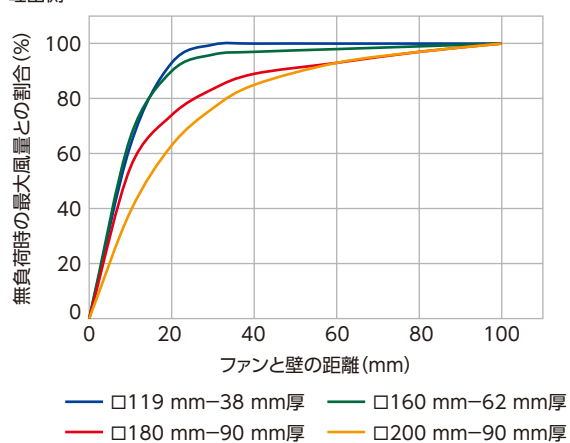


図 6.13 ファンモーターから壁までの距離と最大風量



## 7 ファンモーターの選定

ここでは具体例を交えながら、ファンの選定方法の考え方を解説します。熱源を搭載した装置をファンで空冷する場合のファンの選定方法、およびダクトを使用してブロワで排気する場合のブロワの選定方法を紹介します。

### 7.1 計算による必要風量の求め方

図 7.1 は、装置内外のエネルギーの流れを模式的に表しています。この図では入力と出力の差が内部の発熱になり、この熱は換気による放熱と壁からの放熱という形で外部に放散されます。壁からの放熱には、対流伝熱と放射伝熱の 2 つの形態があります。

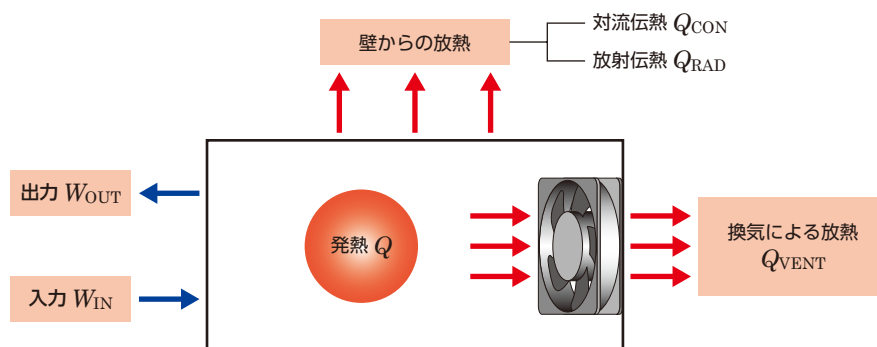


図 7.1 装置内外のエネルギーの流れ

温度が安定した状態では発熱量と放熱量は釣り合っているため、内部の発熱量は換気による放熱量、壁からの対流による放熱量、および壁からの放射による放熱量の和になり、式 (7.1)、式 (7.2) で表されます。

$$\text{内部発熱 } Q = W_{\text{IN}} - W_{\text{OUT}} \quad (7.1)$$

$$Q = Q_{\text{VENT}} + Q_{\text{CON}} + Q_{\text{RAD}} \quad (7.2)$$

$W_{\text{IN}}$ : 入力 [W]

$W_{\text{OUT}}$ : 出力 [W]

$Q_{\text{VENT}}$ : 換気による放熱 [W]

$Q_{\text{CON}}$ : 対流伝熱による放熱 [W]

$Q_{\text{RAD}}$ : 放射伝熱による放熱 [W]



#### 対流伝熱と放射伝熱

対流伝熱とは、固体に接触する流体が流動することによって熱が流出入する現象のことです。ファンなど外部の力で流動を起こすことを強制対流伝熱といいます。一方、固体表面と流体の温度差によって流体が熱膨張または熱収縮し、対流を起こすことを自然対流伝熱といいます。この章では、自然対流伝熱による筐体表面からの放熱を扱っています。文中の対流伝熱とは、自然対流伝熱を指しています。

一方、放射伝熱とは、固体表面から放散される赤外線によって熱が流出入する現象のことです。大気も含めてすべての物体は、それ自身の絶対温度の 4 乗に比例した熱量を放射しており、熱量の流出入量の差が放射による伝熱量になります。熱量の流出入量は表面の状態によって変化し、一般に表面が黒色のものほど放射伝熱量は大きくなります。

### 7.1.1 換気による放熱量

一般に比熱  $c$  [J/(kg・K)]、質量  $m$  [kg] の物質が、熱量  $Q$  [J] を得て温度が  $\Delta T$  [°C] だけ上がったとき、次式が成り立ちます。

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta T \quad (7.3)$$

換気による放熱の場合、大気が流入すると同時に、大気より  $\Delta T$  だけ高い温度の空気が排出されるので、筐体は  $\Delta T$  に比例した熱量を失うことになります。換気流量を  $V$  [m³/s]、空気の比重量を  $\gamma$  [kg/m³] とすると、失われる熱量  $Q$  は

$$Q = \gamma \cdot c \cdot V \cdot \Delta T \quad (7.4)$$

となります。

### 7.1.2 壁からの放熱量

対流や放射による放熱を考える場合、内部雰囲気から外部までの熱通過率を計算する必要があります。図 7.2 に、壁での伝熱の様子を示します。

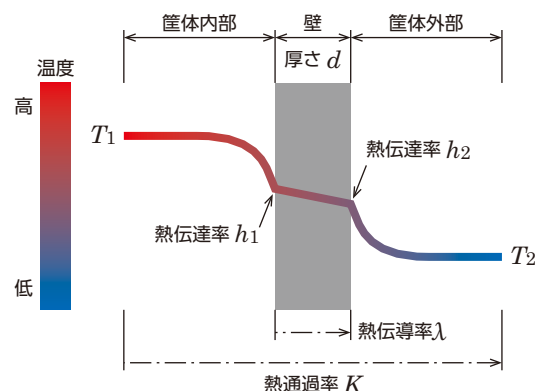


図 7.2 壁での伝熱

熱通過率  $K$  は、内側の熱伝達率  $h_1$ 、壁の伝熱係数  $\frac{d}{\lambda}$ 、外側の熱伝達率  $h_2$  で構成され、次式で表されます。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (7.5)$$

$K$ : 熱通過率 [W/(m²・K)]

$h_1$ : 内側の熱伝達率 [W/(m²・K)]

$h_2$ : 外側の熱伝達率 [W/(m²・K)]

$\lambda$ : 壁の熱伝導率 [W/(m・K)]

$d$ : 壁の厚さ [m]

壁が厚さ 1 mm のアルミニウムの場合、伝熱係数  $\frac{d}{\lambda}$  は  $0.001/197.7 \div 0$  となるため、無視できます。また、壁の内外の熱伝達率  $h_1$ 、 $h_2$  が等しいと仮定すると、次式が成り立ちます。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{1}{h}} = \frac{h}{2} \quad (7.6)$$

壁の内外での単位面積当たりに流れる熱量は等しいため、

$$K \cdot \Delta T = h \cdot \Delta t \quad (7.7)$$

$\Delta t$ : 壁面と大気との温度差 [°C]

となります。

式 (7.6)、式 (7.7) から  $\Delta t = \frac{1}{2} \times \Delta T$  となるので、壁と大気、または壁と内部との温度差は、内外の温度差  $\Delta T$  の 1/2 に等しくなります。そこで壁の熱伝達率  $h$  と  $\frac{\Delta T}{2}$  の積から、壁からの放熱量を計算します。

$$Q_{\text{CON}} = h_{\text{CON}} \cdot S \cdot \frac{\Delta T}{2} \quad (7.8)$$

$$Q_{\text{RAD}} = h_{\text{RAD}} \cdot S \cdot \frac{\Delta T}{2} \quad (7.9)$$

$h_{\text{CON}}$ : 自然対流熱伝達率 [W/(m<sup>2</sup>·K)]

$h_{\text{RAD}}$ : 放射熱伝達率 [W/(m<sup>2</sup>·K)]

$S$ : 装置の表面積 [m<sup>2</sup>]

$\Delta T$ : 装置内外の温度差 [°C]

式 (7.8)、式 (7.9) を用いて壁からの放熱量を計算する場合、自然対流熱伝達率  $h_{\text{CON}}$  と放射熱伝達率  $h_{\text{RAD}}$  が必要になります。以下にそれぞれ説明します。

#### a. 自然対流熱伝達率

流体と接している物体表面に温度差がある場合、物体表面に対流が発生して表面は冷却または加熱されます。自然対流熱伝達の式としてはヌセルトの式が有名ですが、計算が煩雑なため、ここでは大気に関する簡易式を用います。対流は上方向に流れるため、物体表面の向きによって式が異なります。

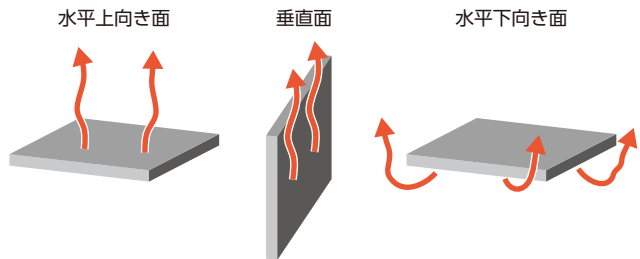


図 7.3 面の向きと対流の方向

$$\text{水平上向き面 } h_{\text{top}} = 3.25 \times \Delta t^{0.25} \quad (7.10)$$

$$\text{垂直面 } h_{\text{side}} = 2.55 \times \Delta t^{0.25} \quad (7.11)$$

$$\text{水平下向き面 } h_{\text{bottom}} = 1.74 \times \Delta t^{0.25} \quad (7.12)$$

$h_{\text{top}}$ 、 $h_{\text{side}}$ 、 $h_{\text{bottom}}$ : 各面の対流熱伝達率 [W/(m<sup>2</sup>·K)]

$\Delta t$ : 温度差 [°C]

#### b. 放射熱伝達率

放射熱伝達率の式を示します。

$$h_{\text{RAD}} = \frac{5.67 \times \varepsilon \left[ \left( \frac{\Delta t + T_{\infty} + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\infty} + 273}{100} \right)^4 \right]}{\Delta t} \quad (7.13)$$

$\varepsilon$ : 放射率

$T_{\infty}$ : 大気温度 [°C]

大気も含めてすべての物体は、それ自身の絶対温度の 4 乗に比例した熱量を放射しています。流体と接している物体表面に温度差がある場合、流体と表面との放射熱量の差が放熱量に相当します。このとき、表面の性状に応じて放射率を掛ける必要があります。主な表面性状の放射率を表 7.1 に示します。塗装が施されていると、放射率は約 0.9 になります。

表 7.1 各種表面の放射率

索引	材料	放射率
塗装	自然乾燥エナメル	0.85~0.91
	油性ペイント	0.92~0.96
	放熱板 (黒アルマイト処理素材 Al、t = 1.6 [mm])	0.94~0.96
金属材料	鉄板 (ユニクローム・メッキ)	0.09
	真鍮 (加熱酸化)	0.11
	銅板 (加熱酸化)	0.27
	市販鋼材 (磨いたもの)	0.07
	酸化銅	0.7
	市販のアルミニウム	0.05



### 筐体内部から外部までの伝熱係数

図に示すように、筐体内部から外部までの伝熱は、筐体内面や外面の伝熱と、壁での伝熱で構成されます。

壁での伝熱については、フーリエの法則が成り立ちます。フーリエの法則とは、「一様な材質を通過する熱量が時間的に変化しない場合、伝熱量は、熱が通過する方向に垂直な面の温度勾配と断面積に比例する」というもので、式で表すと

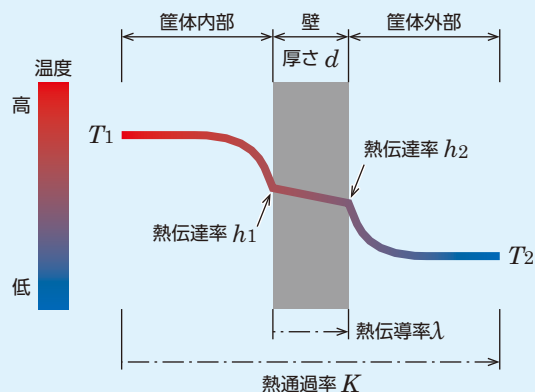
$$q = \lambda \cdot \frac{\Delta T}{d} \quad (7.14)$$

$q$ : 単位面積あたりに流れる熱量 [W/m<sup>2</sup>]

$\Delta T$ : 温度差 [°C]

$d$ : 厚さ [m]

$\lambda$ : 熱伝導率 [W/(m・K)]



となります。筐体内面や外面の場合、壁での伝熱とは異なり温度勾配を定義できません。そのためニュートンの冷却の方式が使われます。フーリエの式とは異なり、比例定数として熱伝達率  $h$  が使われます。

$$q = h \cdot \Delta T \quad (7.15)$$

$h$ : 熱伝達率 [W/(m<sup>2</sup>・K)]

伝熱量が時間的に変化しない状態では、内面、外面、および壁での伝熱量は等しくなるので、次式が成り立ちます。

$$q_1 = q_2 = q_3 = q \quad (7.16)$$

$$q_1 = h_1 (T_1 - T_2) \quad (7.17)$$

$$q_2 = \frac{\lambda}{d} (T_2 - T_3) \quad (7.18)$$

$$q_3 = h_2 (T_3 - T_4) \quad (7.19)$$

$T_1$ : 内部の温度 [°C]

$T_2$ : 内表面の温度 [°C]

$T_3$ : 外表面の温度 [°C]

$T_4$ : 大気温度 [°C]

$h_1$ : 内表面の熱伝達率 [W/(m<sup>2</sup>・K)]

$h_2$ : 外表面の熱伝達率 [W/(m<sup>2</sup>・K)]

式 (7.17)、式 (7.18)、式 (7.19) を変形して和を求めると

$$(T_1 - T_2) + (T_2 - T_3) + (T_3 - T_4) = \frac{q_1}{h_1} + \frac{d}{\lambda} \cdot q_2 + \frac{q_3}{h_2} \quad (7.20)$$

となります。式 (7.16) から次式が成り立ちます。

$$T_1 - T_4 = q \left( \frac{1}{h_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \right) \quad (7.21)$$

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\frac{1}{h_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (7.22)$$

式 (7.22) に筐体の表面積を掛けると、筐体内部から外部への伝熱量が求められます。

### 7.1.3 計算式のまとめ

以上の式をすべてまとめると、次のようになります。

$$\begin{aligned} Q &= Q_{\text{VENT}} + Q_{\text{CON}} + Q_{\text{RAD}} \\ &= \gamma \cdot c \cdot V \cdot \Delta T \\ &\quad + (3.25 \times S_{\text{top}} + 2.55 \times S_{\text{side}} + 1.74 \times S_{\text{bottom}}) \left( \frac{\Delta T}{2} \right)^{1.25} \\ &\quad + (S_{\text{top}} + S_{\text{side}} + S_{\text{bottom}}) \times 5.67 \times \varepsilon \left[ \left( \frac{\frac{\Delta T}{2} + T_{\infty} + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\infty} + 273}{100} \right)^4 \right] \end{aligned} \quad (7.23)$$

$S_{\text{top}}$ : 筐体上面の表面積 [m<sup>2</sup>]  
 $S_{\text{side}}$ : 筐体側面の表面積 [m<sup>2</sup>]  
 $S_{\text{bottom}}$ : 筐体下面の表面積 [m<sup>2</sup>]

式 (7.23) は、温度差から放熱量を計算する式です。逆に装置内部の温度上昇を知りたい場合は、式 (7.23) を変形して、内部発熱量と放熱量が等しくなる温度差  $\Delta T$  を求めます。

### 7.1.4 筐体の種類による換気流量

筐体の種類 (密閉筐体、自然空冷筐体、強制空冷筐体) が違っても、換気流量  $V$  が異なるだけで式 (7.23) は共通です。

自然空冷筐体や強制空冷筐体は通気孔などの開口部があるため、見かけ上の表面積は減少します。ただし開口部からも内部の熱が放射されることから、開口部も筐体表面とみなすことができます。そこでここでは、開口部も筐体表面の一部として計算します。

#### a. 密閉筐体の場合

換気流量  $V = 0$  [m<sup>3</sup>/min] になります。

#### b. 自然空冷筐体の場合

自然空冷筐体は、装置内部と外部の温度差から生ずる対流によって換気冷却を行います。換気流量は通気孔の面積と、通気孔からの空気流速の積になります。ここでは通気孔の空気流速を 0.1 m/s とします。

$$\text{換気流量 } V [\text{m}^3/\text{s}] = \text{通気孔出口面積} [\text{m}^2] \times 0.1 [\text{m/s}] \quad (7.24)$$

## c. 強制空冷筐体の場合

強制空冷筐体は、ファンなどで強制的に換気冷却を行います。そのため冷却に必要な風量を自由に設定できます。式 (7.23) を変形して、発熱量と内部温度上昇から必要な換気流量  $V$  を求めることができます。

$$\text{換気風量 } V [\text{m}^3/\text{s}] = \frac{Q - Q_{\text{CON}} - Q_{\text{RAD}}}{\gamma \cdot c \cdot \Delta T} \quad (7.25)$$

## 7.1.5 計算例

例として、図 7.4 に示した電源装置について考えます。出力は DC24 V、15 A、効率は 85 % とします。この装置の内部雰囲気温度が 70 °C 以下になるように設計します。  
また、大気温度は 25 °C、表面放射率は 0.9 とします。

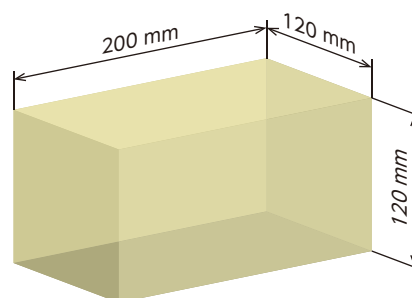


図 7.4 電源装置

出力を  $P_0$  [W]、効率を  $\eta$ 、損失を  $P_L$  [W] とすると、

$$P_0 = \eta (P_0 + P_L) \quad (7.26)$$

となります。図 7.4 の損失を計算すると、

$$\begin{aligned} P_L &= P_0 \cdot \frac{1 - \eta}{\eta} \\ P_L &= 24 \times 15 \times \frac{1 - 0.85}{0.85} \\ &= 64 \text{ [W]} \end{aligned} \quad (7.27)$$

となります。この電源装置の損失は 64 W なので、装置内部には 64 W の熱が発生していることとなります。装置の寸法と物性値を式 (7.23) に代入すると、

$$\begin{aligned} Q &= 1.11 \times 1007 \times V \cdot \Delta T \\ &\quad + (3.25 \times 0.024 + 2.55 \times 0.0768 + 1.74 \times 0.024) \left( \frac{\Delta T}{2} \right)^{1.25} \\ &\quad + (0.024 + 0.0768 + 0.024) \times 5.67 \times 0.9 \times \left[ \left( \frac{\frac{\Delta T}{2} + 298}{100} \right)^4 - \left( \frac{298}{100} \right)^4 \right] \end{aligned} \quad (7.28)$$

$$64 = 1008 \times V \cdot \Delta T + 0.32 \times \left( \frac{\Delta T}{2} \right)^{1.25} + 0.64 \times \left[ \left( \frac{\frac{\Delta T}{2} + 298}{100} \right)^4 - \left( \frac{298}{100} \right)^4 \right]$$

となります。

## a. 密閉筐体の場合

換気風量  $V = 0$  [m<sup>3</sup>/min] です。式 (7.28) を変形して解くと、 $\Delta T \doteq 79$  [°C] になります。大気温度を 25 °C と仮定しているため、内部温度は  $79 + 25 = 104$  [°C] に達していると考えられます。

## b. 自然空冷筐体の場合

通気孔の面積を上面の 30 % とすると、式 (7.24) から換気流量  $V = 0.00072$  [m<sup>3</sup>/min] になります。式 (7.28) を変形して解くと、 $\Delta T \doteq 42$  [°C] になり、内部温度は  $42 + 25 = 67$  [°C] に達していると考えられます。内部温度の上限を 70 °C とするため、自然空冷ではほぼ上限までしか冷却できません。これ以上冷却するには、ファンによる強制空冷が必要になります。

## c. 強制空冷筐体の場合

□60 mm–25 mm 厚 DC ファン (製品 A) と  
□80 mm–25 mm 厚 DC ファン (製品 B) を用いて空冷する場合を考えます。それぞれの風量–静圧特性曲線を図 7.5 に示します。

赤丸で囲んだ部分は、ファンが最も効率良く動作する点です。この風量でファンを動作させた場合、式 (7.28) から

製品 A: 換気風量 0.4 m<sup>3</sup>/min で内部温度が 33 °C

製品 B: 換気風量 0.6 m<sup>3</sup>/min で内部温度が 31 °C  
となります。

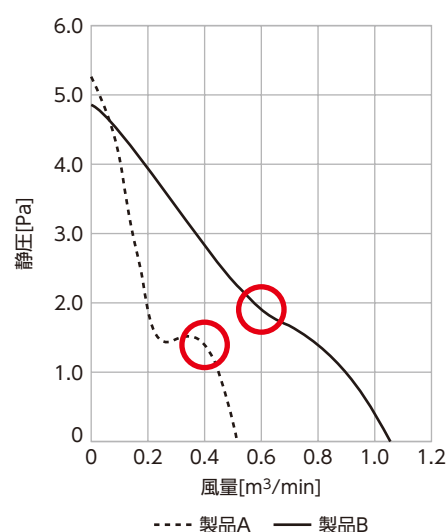


図 7.5 風量–静圧特性曲線

## d. 計算例のまとめ

各筐体の計算例を図 7.6 に示します。

図 7.6 から、装置の上限温度 70 °C に対し、密閉筐体と自然空冷筐体では限界に達していることが分かります。一方、強制空冷筐体では、製品 A を使用した場合の内部温度は 33 °C と、上限温度よりも約 37 °C 低くなります。大気温度 25 °C に対しては約 8 °C の上昇となり、装置の使用周囲温度を 50 °C としても、 $50 + 8 = 58$  [°C] になるため、装置の上限を満足することが分かります。また、製品 A と製品 B を比較すると、内部温度の差は 2 °C 程度であり、小型の製品 A で十分冷却できるといえます。

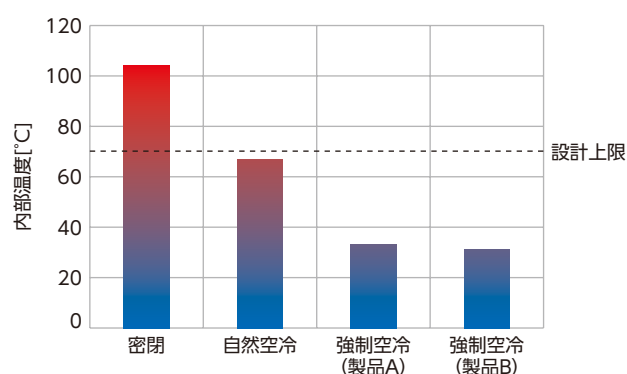


図 7.6 各筐体の計算結果

## 7.2 測定による必要風量の求め方

これまでは計算によって筐体内部の発熱量と温度上昇の関係を求めてきました。ここでは市販の筐体を用いて、実際に筐体の内部温度を測定し、計算結果と比較します。

### 7.2.1 実験装置

図 7.7 に実験装置を示します。

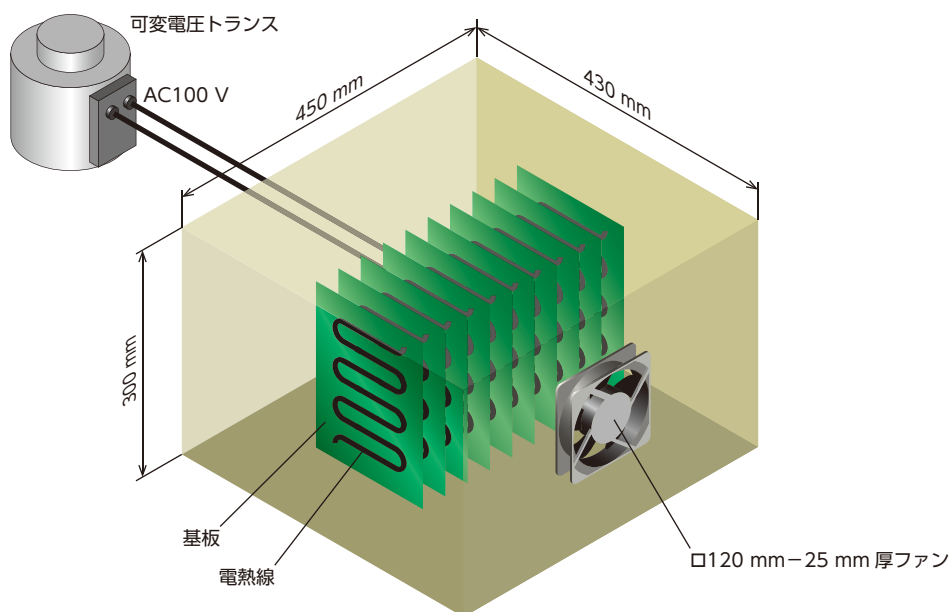


図 7.7 実験装置

筐体は厚さ 0.5 mm のアルミニウムで構成され、表面には灰色の塗装が施されています。電熱線を配線した基板を筐体内部に 10 枚設置し、可変電圧トランスで供給電圧を変化させて発熱量を設定します。通気孔は上下とも、幅 3 mm、長さ 3 mm のスリットを 192 孔開口しています。ファンは □120 mm-25 mm 厚可変速ファンを使用し、回転速度を変化させることで風量－静圧特性を変化させます。

あらかじめ測定しておいた筐体内の静圧と、ファンの風量－静圧特性から、ファンの動作点を求めて必要風量を算出します。温度測定は、筐体の上部・下部・側部、基板の上部・中部・下部、吐出された空気、および大気の 8 か所で行いました。

密閉筐体と自然空冷筐体では、空気は下から上へ対流するため、筐体上部の温度を平均値としました。強制空冷筐体では、吸込口から吸い込まれた空気は、筐体内部を通過する間に温度が変化します。そこで、吐出口から吐き出される空気の温度を平均値としました。

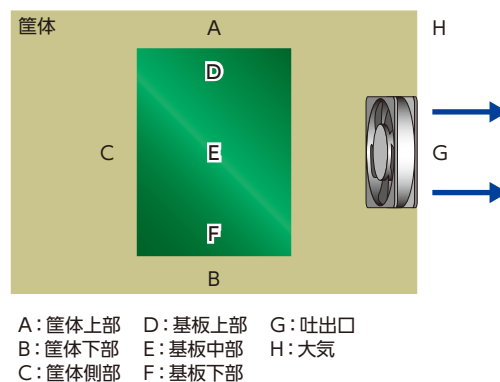


図 7.8 温度測定の位置



## 7.2.2 実験結果

表 7.2 に、実験結果と計算結果を示します。

表 7.2 実験結果と計算結果 (大気温度 24 °C)

発熱量 風量	密閉筐体	自然空冷筐体	強制空冷筐体			
	0 m <sup>3</sup> /min	0.1 m <sup>3</sup> /min	1.47 m <sup>3</sup> /min	1.85 m <sup>3</sup> /min	2.14 m <sup>3</sup> /min	2.45 m <sup>3</sup> /min
30 W	32.8 °C 31.8 °C	—	—	—	—	—
120 W	59.0 °C 50.5 °C	43.5 °C 43.5 °C	28.0 °C 27.9 °C	27.5 °C 27.2 °C	27.0 °C 26.8 °C	26.5 °C 26.5 °C
270 W	—	62.0 °C 64.4 °C	32.0 °C 32.8 °C	31.0 °C 31.2 °C	30.0 °C 30.3 °C	29.5 °C 29.6 °C
480 W	—	—	37.5 °C 39.5 °C	35.5 °C 36.7 °C	35.0 °C 35.1 °C	33.0 °C 33.9 °C

上段:測定値、下段:計算値

図 7.9 は、縦軸に測定値、横軸に計算値を取り、実験結果と計算結果をプロットしたものです。実験結果と計算結果が  $y = x$  の一次関数上にあれば、実験結果と計算結果は一致していることになります。

密閉筐体と自然空冷筐体では、内部温度が高くなると一次関数からずれますが、高温以外の温度ではほぼ一致しています。この結果から、内部の平均的な温度は計算結果と一致しているため、計算による内部温度の算出は十分実用が可能と考えられます。

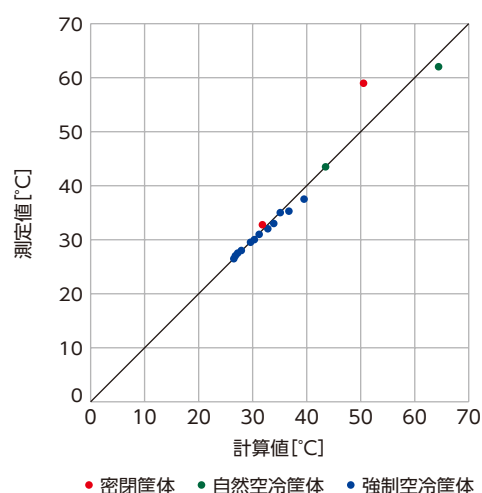


図 7.9 計算結果と測定値の比較

図 7.10 に、筐体内部の温度分布を示します。

筐体内部では上向きの対流が発生するため、基板上部ほど温度が上昇します。自然空冷筐体では、基板の冷却を筐体内部の対流に依存しているため、上下の温度差が大きくなります。これに対し強制空冷筐体では、ファンによる気流を冷却に利用するため、上下の温度差が小さくなります。このように強制空冷筐体は、発熱量に応じた風量を選択できるだけでなく、筐体内部の対流に依存しない冷却が行えます。したがって筐体内部の対流効果を考慮する必要がないため、装置設計の自由度が広がります。

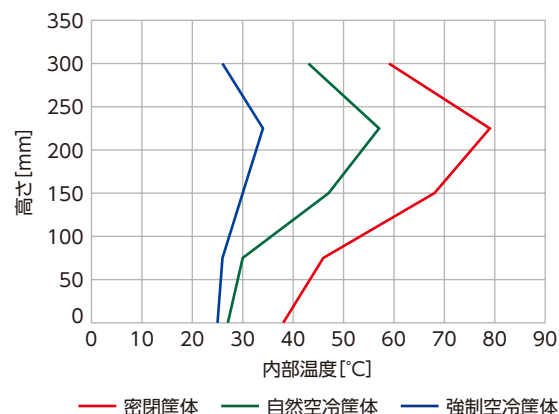


図 7.10 内部温度分布の比較

## 7.3 ファンモーターの選定例

前節までは、熱源を搭載した装置の熱伝達や換気による放熱について、考え方を説明してきました。ここでは具体的な装置と稼働条件を想定し、必要風量の算出方法とファンの選定方法について説明します。

### 7.3.1 装置の設計条件

表 7.3 に選定計算の条件を示します。

表 7.3 選定計算の条件

項目		条件
目標温度 (装置内温度)		45 °C
周囲温度		25 °C
発熱量		450 W
筐体寸法	幅 (W)	0.7 m
	高さ (H)	1 m
	奥行き (D)	0.4 m
	板厚 (t)	2 mm
筐体材質		アルミニウム

装置内部の発熱量は、装置に設置した機器の発熱量から求めます。ここでは表 7.4 に示した機器を設置しているものとしします。

表 7.4 装置内部の発熱体

部品名	定格出力	発熱量	台数	発熱量の目安
トランス	3000 W	150 W	1	定格出力の 5 % 程度
小型リレー		2 W	5	1~2 W 程度
漏電遮断器		20 W	1	5~20 W 程度
サーボモータードライバ	100 W	40 W	6	定格出力の 40 % 程度
直流安定化電源	100 W	30 W	1	定格出力の 20~30 % 程度
合計		450 W		

筐体の形状は、次の 2 種類を検討します。

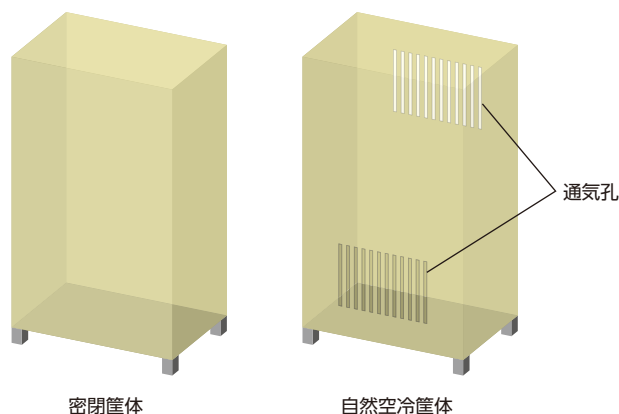


図 7.11 筐体の種類

### 7.3.2 計算による選定

図 7.12 に、計算によってファンを選定する場合のフローチャートを示します。

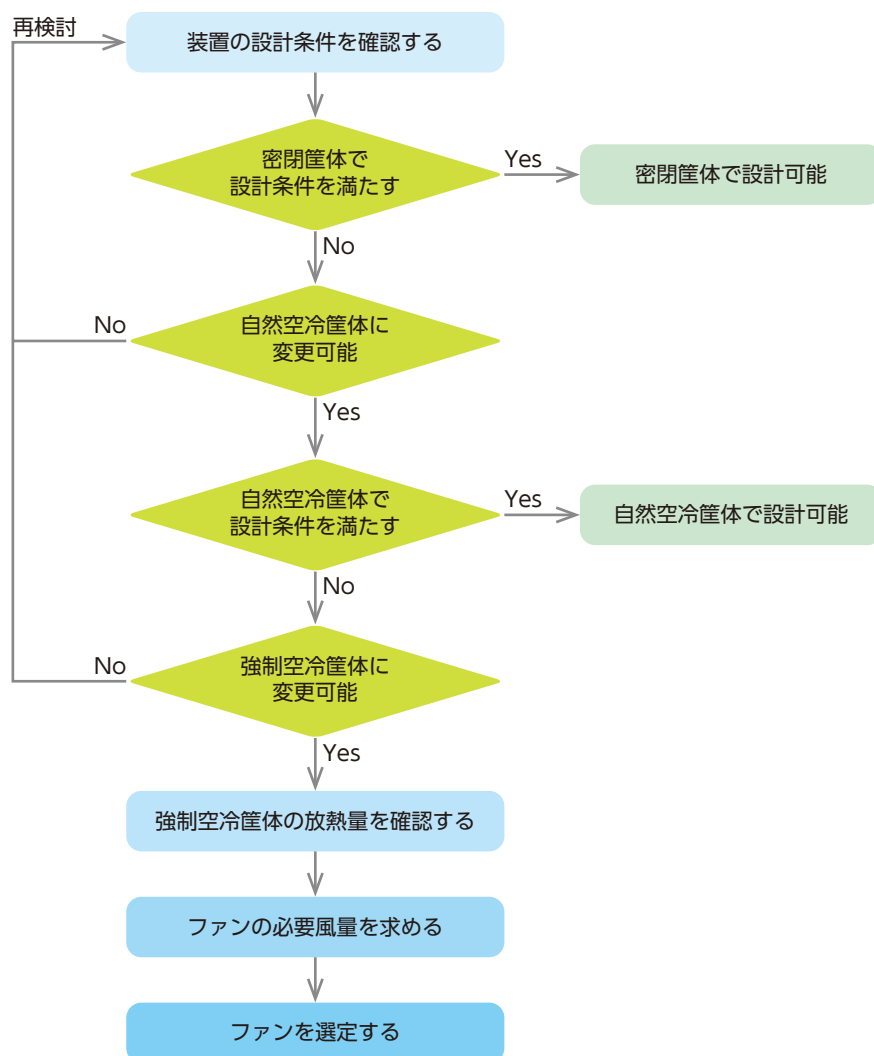


図 7.12 計算による選定のフローチャート

## a. 密閉筐体の場合

図 7.12 のフローチャートにしたがって、密閉筐体の装置内温度を計算します。密閉筐体で設計条件が満足できれば、ファンを使う必要がないため、筐体外部からの異物・塵埃などの侵入や、それに起因する故障の心配がありません。

次式から、装置の放熱量  $Q_W$  を求めます。

$$Q_W = K \cdot S (T_1 - T_2) \quad (7.29)$$

記号の説明	具体例	備考
$Q_W$ : 装置の放熱量 [W]		
$K$ : 熱通過率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]		
$S$ : 筐体の表面積 [m <sup>2</sup> ]	2.76	全周囲開放
$T_1$ : 装置内部の平均温度 [°C]		
$T_2$ : 周囲温度 [°C]	25	

熱通過率  $K$  は次式で表されます。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{\ell}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \quad (7.30)$$

記号の説明	具体例	備考
$h_1$ : 筐体内側の熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	4.65	自然対流における一般的な値
$h_2$ : 筐体外側の熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	4.65	自然対流における一般的な値
$\ell$ : 筐体の板厚 (隔壁) [m]	0.002	
$\lambda$ : 筐体の熱伝導率 [W/(m·K)]	197.7	アルミニウムの一般的な値

式 (7.30) から、密閉筐体における熱通過率  $K$  を求めます。

$$\begin{aligned} \frac{1}{K} &= \frac{1}{h_1} + \frac{\ell}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \\ &= \frac{1}{4.65} + \frac{0.002}{197.7} + \frac{1}{4.65} \\ K &\doteq 2.32 \text{ [W/(m}^2\text{·K)]} \end{aligned} \quad (7.31)$$

筐体の表面積を求めます。この筐体は全周囲が開放されているので、すべての面の面積を合計します。

$$\begin{aligned} S &= (0.7 \times 1 + 1 \times 0.4 + 0.7 \times 0.4) \times 2 \\ &= 2.76 \text{ [m}^2\text{]} \end{aligned} \quad (7.32)$$

式 (7.29) から、装置内部の平均温度  $T_1$  を求めます。表 7.4 から、装置内部の発熱量が 450 W になるため、装置の放熱量を  $Q_W = 450$  [W] として計算します。

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{Q_W}{K \cdot S} + T_2 \\ &= \frac{450}{2.32 \times 2.76} + 25 \\ &\doteq 95 \text{ [°C]} \end{aligned} \quad (7.33)$$

式 (7.33) から、密閉筐体では装置内部の平均温度が 95 °C になり、目標温度である 45 °C を上回ることが分かります。密閉筐体では設計条件を満たせないため、図 7.12 のフローチャートに従って自然空冷筐体の検討に移ります。

### 密閉筐体で設計する場合に許容される発熱量

密閉筐体の発熱量がどれくらいであれば、自然空冷筐体へ変更せずに目標温度を満たすことができるか考えてみます。装置内部の平均温度  $T_1 = 45 [^{\circ}\text{C}]$  とし、式 (7.29) から装置の放熱量  $Q_W$  を計算します。

$$\begin{aligned} Q_W &= K \cdot S (T_1 - T_2) \\ &= 2.32 \times 2.76 \times (45 - 25) \\ &\doteq 128 [\text{W}] \end{aligned} \quad (7.34)$$

装置内部の発熱量が 128 W 以下であれば、目標温度を満たすことができます。設置環境の制約などによって密閉筐体を使用したい場合は、設置する機器の発熱量を減らす、筐体の面積を大きくするなどの検討が必要になります。

### b. 自然空冷筐体の場合

筐体に通気孔を開けた自然空冷筐体における装置内温度を計算します。

自然空冷筐体では、装置からの放熱量  $Q_W$  は密閉筐体と同じ値になります。加えて通気孔からの自然空冷による放熱量  $Q_V$  も考慮します。式で表現すると次のようになります。

$$Q = Q_W + Q_V \quad (7.35)$$

$$Q_W = K \cdot S (T_1 - T_2) \quad (7.36)$$

$$Q_V = \sigma \cdot C_p \cdot v \cdot A (T_1 - T_2) \quad (7.37)$$

記号の説明	具体例	備考
$Q$ : 総放熱量 [W]		
$Q_W$ : 装置の放熱量 [W]		
$Q_V$ : 通気孔からの自然空冷による放熱量 [W]		
$K$ : 熱通過率 [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]	2.32	密閉筐体と同じ
$S$ : 筐体の表面積 [ $\text{m}^2$ ]	2.76	全周囲開放
$T_1$ : 装置内部の平均温度 [ $^{\circ}\text{C}$ ]		
$T_2$ : 周囲温度 [ $^{\circ}\text{C}$ ]	25	
$\sigma$ : 空気の比重量 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	1.112	40 $^{\circ}\text{C}$ における一般的な値
$C_p$ : 空気の定圧比熱 [ $\text{J}/(\text{kg}/\text{K})$ ]	1007	40 $^{\circ}\text{C}$ における一般的な値
$v$ : 通気孔での空気流速 [ $\text{m}/\text{s}$ ]	0.1	空気が下から上に流れ、対流が妨げられる場合の一般的な値
$A$ : 通気孔の面積 [ $\text{m}^2$ ]	0.05	幅 0.01 m、長さ 0.5 m の通気孔が 10 個

内部の発熱は、筐体表面と通気孔から放熱されます。したがって総放熱量は  $Q = 450 [\text{W}]$  になります。このときの装置内部の平均温度  $T_1$  を求めます。

$$\begin{aligned} Q &= Q_W + Q_V \\ &= [K \cdot S (T_1 - T_2)] + [\sigma \cdot C_p \cdot v \cdot A (T_1 - T_2)] \\ &= [(K \cdot S) + (\sigma \cdot C_p \cdot v \cdot A)] (T_1 - T_2) \end{aligned} \quad (7.38)$$

$$T_1 - T_2 = \frac{Q}{(K \cdot S) + (\sigma \cdot C_p \cdot v \cdot A)}$$

したがって

$$\begin{aligned}
 T_1 &= \frac{Q}{(K \cdot S) + (\sigma \cdot C_p \cdot v \cdot A)} + T_2 \\
 &= \frac{450}{(2.32 \times 2.76) + (1.112 \times 1007 \times 0.1 \times 0.05)} + 25 \quad (7.39) \\
 &\div 62 [^{\circ}\text{C}]
 \end{aligned}$$

となります。式 (7.39) から、自然空冷筐体では装置内部の平均温度が 62 °C になり、目標温度である 45 °C を上回ることが分かります。自然空冷筐体では設計条件を満たせないため、図 7.12 のフローチャートに従って強制空冷筐体の検討に移ります。

#### 自然空冷筐体で設計する場合に許容される発熱量

自然空冷筐体の発熱量がどれくらいであれば、強制空冷筐体へ変更せずに目標温度を満たすことができるか考えてみます。装置内部の平均温度  $T_1 = 45 [^{\circ}\text{C}]$  とし、式 (7.37) から通気孔からの自然空冷による放熱量  $Q_V$  を計算します。

$$\begin{aligned}
 Q_V &= \sigma \cdot C_p \cdot v \cdot A (T_1 - T_2) \\
 &= 1.112 \times 1007 \times 0.1 \times 0.05 \times (45 - 25) \quad (7.40) \\
 &\div 112 [\text{W}]
 \end{aligned}$$

さらに、式 (7.34) から算出した筐体の放熱量  $Q_W$  を加えて総放熱量  $Q$  を計算します。

$$\begin{aligned}
 Q &= Q_W + Q_V \\
 &= 128 + 112 \quad (7.41) \\
 &= 240 [\text{W}]
 \end{aligned}$$

装置内部の発熱量が 240 W 以下であれば、目標温度を満たすことができます。設置環境の制約などによって自然空冷筐体を使用したい場合は、設置する機器の発熱量を減らす、通気孔の総面積を大きくするなどの検討が必要になります。

#### c. 強制空冷筐体の場合

はじめに装置の放熱量  $Q_W$  を求めます。

$$Q_W = K \cdot S (T_1 - T_2) \quad (7.42)$$

熱通過率は次式で表されます。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{\ell}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \quad (7.43)$$

記号の説明	具体例	備考
$Q_W$ : 装置の放熱量 [W]		
$K$ : 熱通過率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]		
$S$ : 筐体の表面積 [m <sup>2</sup> ]	2.76	全周囲開放
$T_1$ : 装置内部の平均温度 [°C]	45	
$T_2$ : 周囲温度 [°C]	25	
$h_1$ : 筐体内側の熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	23.3	自然対流における一般的な値
$h_2$ : 筐体外側の熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	4.65	自然対流における一般的な値
$\ell$ : 筐体の板厚 (隔壁) [m]	0.002	
$\lambda$ : 筐体の熱伝導率 [W/(m·K)]	197.7	アルミニウムの一般的な値

筐体内部の熱伝達率  $h_1$  について説明します。密閉筐体と自然空冷筐体では  $h_1 = h_2 = 4.65 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$  としましたが、強制空冷筐体では  $h_1 = 23.3 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$  としています。値が異なる理由として、ファンを設置すると筐体内部に風の流れ（対流）が生じ、熱伝達しやすくなるためです。筐体の外側は風の流れが生じないため、自然対流における一般的な値を用いています。

式 (7.43) から

$$\begin{aligned}\frac{1}{K} &= \frac{1}{h_1} + \frac{\ell}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \\ &= \frac{1}{23.3} + \frac{0.002}{197.7} + \frac{1}{4.65} \\ K &\doteq 3.9 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}\end{aligned}\quad (7.44)$$

となります。装置内部の温度を目標温度の  $45^\circ\text{C}$  にするため、 $T_1 = 45^\circ\text{C}$  とします。式 (7.44) で算出した熱通過率から、装置の放熱量  $Q_W$  を求めます。

$$\begin{aligned}Q_W &= K \cdot S (T_1 - T_2) \\ &= 3.9 \times 2.76 \times (45 - 25) \\ &\doteq 215.3 \text{ [W]}\end{aligned}\quad (7.45)$$

ファンを設置することで、筐体表面から  $215.3 \text{ W}$  の放熱が可能になります。総発熱量  $Q$  から装置の放熱量  $Q_W$  を差し引いた分が、ファンで換気冷却する量  $Q_V$  です。式 (7.35) から

$$Q_V = Q - Q_W \quad (7.46)$$

となります。また式 (7.37) から

$$Q_V = \sigma \cdot C_p \cdot v \cdot A (T_1 - T_2) \quad (7.47)$$

となります。 $v \cdot A$  は単位時間あたりに装置から換気される空気の体積、つまり風量となり、ファンの必要風量になります。式 (7.46)、式 (7.47) からファンの必要風量  $q$  を求めます。

$$q = v \cdot A = \frac{Q - Q_W}{\sigma \cdot C_p (T_1 - T_2)} \quad (7.48)$$

記号の説明	具体例	備考
$q$ : ファンの必要風量 [ $\text{m}^3/\text{min}$ ]		
$Q$ : 総放熱量 [W]	450	
$Q_W$ : 装置の放熱量 [W]	215.3	
$Q_V$ : ファンによる放熱量 [W]		
$T_1$ : 装置内部の平均温度 [ $^\circ\text{C}$ ]	45	
$T_2$ : 周囲温度 [ $^\circ\text{C}$ ]	25	
$\sigma$ : 空気の比重量 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	1.112	40 $^\circ\text{C}$ における一般的な値
$C_p$ : 空気の定圧比熱 [ $\text{J}/(\text{kg}/\text{K})$ ]	1007	40 $^\circ\text{C}$ における一般的な値
$v$ : 通気孔での空気流速 [ $\text{m}/\text{s}$ ]		
$A$ : 通気孔の面積 [ $\text{m}^2$ ]		

この具体例では、必要風量は次のようになります。

$$\begin{aligned}q &= \frac{450 - 215.3}{1.112 \times 1007 \times (45 - 25)} \\ &\doteq 0.0105 \text{ [m}^3/\text{s]} \\ &\doteq 0.63 \text{ [m}^3/\text{min]}\end{aligned}\quad (7.49)$$

以上から、ファンの必要風量は  $0.63 \text{ m}^3/\text{min}$  あれば良いことが分かります。実際には安全率を考量して、必要風量の 1.3 倍～2 倍の最大風量を持つファンを選定します。ここでは最大風量が  $0.9 \sim 1.3 \text{ m}^3/\text{min}$  のファンを選定すれば良いことになります。

### 7.3.3 簡易計算式による選定

ファンの必要風量  $q$  は、簡易計算式でも求めることができます。簡易計算式は次のとおりです。

$$q = \frac{1}{20} \times \left( \frac{Q}{\Delta T} - U \cdot S \right) S_f \quad (7.50)$$

記号の説明	具体例	備考
$q$ : ファンの必要風量 [ $\text{m}^3/\text{min}$ ]		
$Q$ : 総放熱量 [W]		
$\Delta T$ : 許容温度上昇 [ $^{\circ}\text{C}$ ]	20	目標温度を $45^{\circ}\text{C}$ 、周囲温度を $25^{\circ}\text{C}$ とする
$U$ : 熱通過率 [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]	5	筐体の製造メーカーが使用している値
$S$ : 筐体の有効表面積 [ $\text{m}^2$ ]	2.37	表 7.5 の計算式から算出した値
$S_f$ : 安全率	2	

筐体の有効表面積  $S$  は、表 7.5 に示す国際規格 IEC TR 60890 で規定された計算式をもとに算出した値を使います。

表 7.5 有効表面積の算出方法

	設置場所の分類	計算式
	筐体の全周囲が開放されている場合	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.8 \times D \cdot H + 1.8 \times W \cdot H$
	筐体の背面が壁に接している場合	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.8 \times D \cdot H + 1.4 \times W \cdot H$
	筐体の片側の放熱が妨げられている場合 (装置の連結等)	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.4 \times D \cdot H + 1.8 \times W \cdot H$
	筐体の背面と片側の放熱が妨げられている場合	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.4 \times D \cdot H + 1.4 \times W \cdot H$
	筐体の両側の放熱が妨げられている場合 (装置の連結等)	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.0 \times D \cdot H + 1.8 \times W \cdot H$
	筐体の背面と両側の放熱が妨げられている場合	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.0 \times D \cdot H + 1.4 \times W \cdot H$
	筐体の前面以外すべての放熱が妨げられている場合	$S = 0.7 \times W \cdot D + 1.0 \times D \cdot H + 1.4 \times W \cdot H$

この具体例では、必要風量は次のようになります。

$$q = \frac{1}{20} \times \left( \frac{450}{20} - 5 \times 2.37 \right) \times 2 \quad (7.51)$$

$$\div 1.07 [\text{m}^3/\text{min}]$$

簡易計算式で求めた必要風量も  $1.07 \text{ m}^3/\text{min}$  となり、最大風量がこの風量を満たすファンを選定すれば良いことになります。



### 7.3.4 必要風量検討図による選定

必要風量検討図を使っても、簡易的に風量を求めることができます。

#### • 必要風量検討図を使った選定方法

具体例： 装置の有効表面積 $S$	2.37 [m <sup>2</sup> ]
装置の放熱量 $Q$	450 [W]
目標温度	45 [°C]
周囲温度	25 [°C]
許容温度上昇 $\Delta T$	45 - 25 = 20 [°C]

1. 熱量  $Q = 450$  [W] と許容温度上昇  $\Delta T = 20$  [°C] の交点 A を求めます。
2. 交点 A から横軸に平行な線を引きます。
3. 平行線と有効表面積  $S = 2.37$  [m<sup>2</sup>] の交点 B を求めます。
4. 交点 B から縦軸に平行な線を引きます。
5. 必要風量を読み取ります。
6. 安全率を 2 倍とすると、最大風量が 1 m<sup>3</sup>/min のファンが導き出されます。

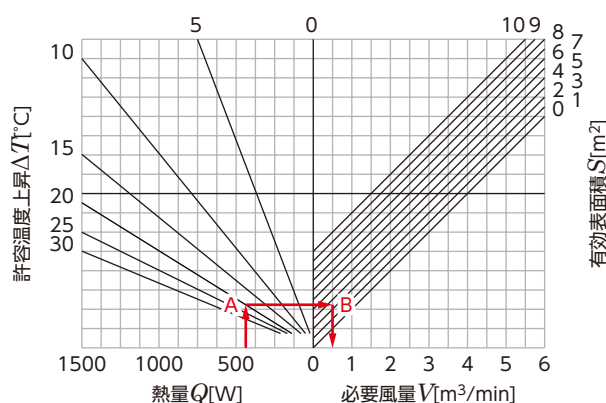


図 7.13 必要風量検討図

## 7.4 ブロワの選定例（ダクト排気の場合）

ブロワは静圧が高いことから、ダクトによる排気にも使用されています。ここでは、ダクト排気に用いるブロワの選定について考えます。

排気とは、ダクトを通じて装置内部の空気や煙を装置の外に排除することです。前節で述べた装置の冷却では、装置内に発生する熱量から必要風量を求めて、ファンを選定しました。排気の場合は、装置内部から空気（煙）を排気するための必要風量と、排気管路のシステムインピーダンスを求めてブロワを選定します。

### 7.4.1 装置の設置条件

図 7.14 に示した排気装置を例に、ブロワの選定に必要な設計条件を示します。

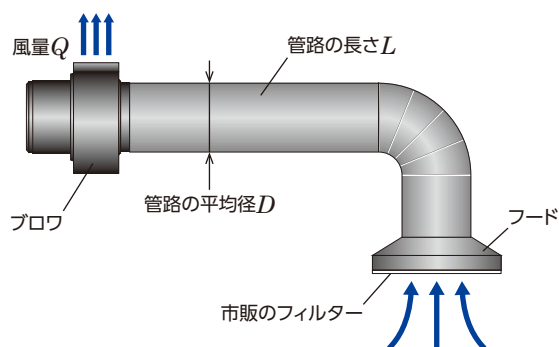


図 7.14 排気装置の例

必要風量（排気量）：	$Q$ [ $\text{m}^3/\text{min}$ ]
管路の長さ：	$L$ [m]
管路の平均径（直径）：	$D$ [m]
管路の断面積：	$A = \left(\frac{D}{2}\right)^2 \pi$ [ $\text{m}^2$ ]
使用フィルターの特性：	風量が $Q_F$ [ $\text{m}^3/\text{min}$ ] のときの圧力損失 $P_f$ [Pa]
ファンの使用電源：	AC 電源または DC 電源

### 7.4.2 選定計算

最初に、フィルターを含めた管路全体のシステムインピーダンスを求めます。管路は直管部と曲管部で圧力損失を求める計算式が変わります。

1. 次式で直管部の圧力損失を求めます。

$$P_d = \lambda \cdot \frac{L}{D} \times \frac{1}{2} \times \sigma \left( \frac{Q}{60A} \right)^2 \quad (7.52)$$

$P_d$ : 直管部の圧力損失 [Pa]

$\lambda$ : 抵抗係数 = 0.045 (滑らかなダクトの一般的な値)

$L$ : 管路の長さ [m]

$D$ : 管路の平均径（直径）[m]

$A$ : 管路の断面積 [ $\text{m}^2$ ]

$\sigma$ : 空気の比重量 =  $1.112$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] (40 °C における一般的な値)

$Q$ : 風量 [ $\text{m}^3/\text{min}$ ]

2. 次式で曲管部の圧力損失を求めます。

$$P_L = \zeta \times \frac{1}{2} \times \sigma \left( \frac{Q}{A} \right)^2 \quad (7.53)$$

$P_L$ : 曲管部の圧力損失 [Pa]

$\zeta$ : 抵抗係数 = 1.25 (90° 曲がりダクトの一般的な値)

$A$ : 管路の断面積 [m<sup>2</sup>]

$\sigma$ : 空気の比重量 = 1.112 [kg/m<sup>3</sup>] (40 °C における一般的な値)

$Q$ : 風量 [m<sup>3</sup>/min]

3. フィルターの圧力損失を求めます。

フィルターの圧力損失は風量に対する 2 次曲線になり、次式で表されます。

市販のフィルターの場合、カタログなどで圧力損失の情報を確認し、定数  $\alpha$  を求めます。

$$P_f = \alpha \cdot Q^2 \quad (7.54)$$

$P_f$ : フィルターの圧力損失 [Pa]

$\alpha$ : 定数

$Q$ : 風量 [m<sup>3</sup>/min]

4. 直管部、曲管部、およびフィルターの圧力損失を合計し、管路全体のシステムインピーダンス  $P$  を求めます。

$$P = P_d + P_L + P_f \quad (7.55)$$

5. 必要風量 (排気量)  $Q$  から管路全体のシステムインピーダンス  $P$  を算出し、動作ポイントを選択するブロワを選定します。

図 7.15 では、必要風量  $Q$  とそのときに生じるシステムインピーダンス  $P$  から、製品 B を選定すれば良いことが分かります。

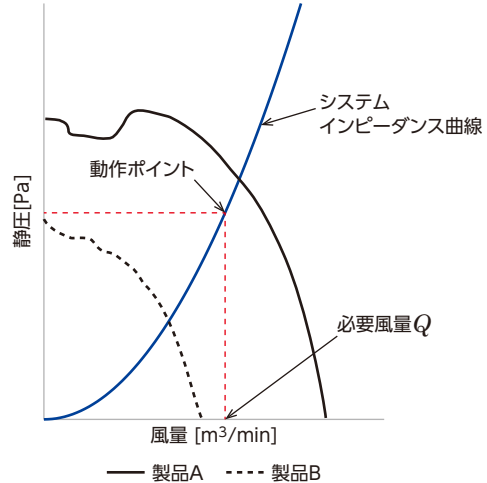


図 7.15 動作ポイントと風量－静圧特性曲線

### 7.4.3 ブロワの選定例

図 7.16 に示した排気装置のブロワを選定します。  
使用フィルターは市販品を想定しています。

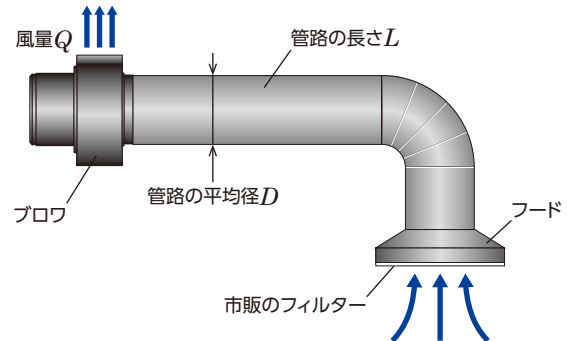


図 7.16 排気装置

記号の説明	具体例	備考
$Q$ : 必要風量 (排気量) [ $\text{m}^3/\text{min}$ ]	3	
$L$ : 管路の長さ [m]	2	
$D$ : 管路の平均径 (直径) [m]	$\phi$ 0.1	
$A$ : 管路の断面積 [ $\text{m}^2$ ]		$A = \left(\frac{D}{2}\right)^2 \pi$
$\lambda$ : 抵抗係数	0.045	滑らかなダクトの一般的な値
$\zeta$ : 抵抗係数	1.25	90° 曲がりダクトの一般的な値
$\sigma$ : 空気の比重量 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	1.112	40 °C における一般的な値
ファンの使用電源		AC 電源 100 V、50 Hz
使用フィルターの特性		風量 $Q_F = 1$ [ $\text{m}^3/\text{min}$ ] のときの 圧力損失 $P_f = 40$ [Pa]

1. 式 (7.52) から、直管部の圧力損失  $P_d$  を求めます。

$$\begin{aligned}
 P_d &= \lambda \cdot \frac{L}{D} \times \frac{1}{2} \times \sigma \left( \frac{\frac{Q}{60}}{A} \right)^2 \\
 &= 0.045 \times \frac{2}{0.1} \times \frac{1}{2} \times 1.112 \times \left[ \frac{\frac{3}{60}}{\left( \frac{0.1}{2} \right)^2 \pi} \right]^2 \quad (7.56) \\
 &\doteq 20.3 \text{ [Pa]}
 \end{aligned}$$

2. 式 (7.53) から、曲管部の圧力損失  $P_L$  を求めます。

$$\begin{aligned}
 P_L &= \zeta \times \frac{1}{2} \times \sigma \left( \frac{\frac{Q}{60}}{A} \right)^2 \\
 &= 1.25 \times \frac{1}{2} \times 1.112 \times \left[ \frac{\frac{3}{60}}{\left( \frac{0.1}{2} \right)^2 \pi} \right]^2 \quad (7.57) \\
 &\doteq 28.2 \text{ [Pa]}
 \end{aligned}$$

3. 式 (7.54) から、フィルターの圧力損失を求めます。

使用フィルターの特性から

$$40 = a \times 1^2 \quad (7.58)$$

となり、定数  $a$  は 40 になります。したがって必要風量  $Q = 3 \text{ [m}^3/\text{min]}$  のときのフィルターの圧力損失  $P_f$  は次のようになります。

$$\begin{aligned} P_f &= 40 \times Q^2 \\ &= 40 \times 3^2 \\ &= 360 \text{ [Pa]} \end{aligned} \quad (7.59)$$

4. 式 (7.55) から、管路全体のシステムインピーダンス  $P$  を求めます。

$$\begin{aligned} P &= P_d + P_L + P_f \\ &= 20.3 + 28.2 + 360 \\ &= 408.5 \text{ [Pa]} \end{aligned} \quad (7.60)$$

5. 以上から、ブロワに求める動作ポイントは、風量  $3 \text{ m}^3/\text{min}$ 、静圧  $408.5 \text{ Pa}$  となります。この動作ポイントを満たすブロワを選定します。

図 7.17 から、ランナー径  $\phi 160 \text{ mm}$  のブロワを選定すれば、必要風量を満たすことができます。

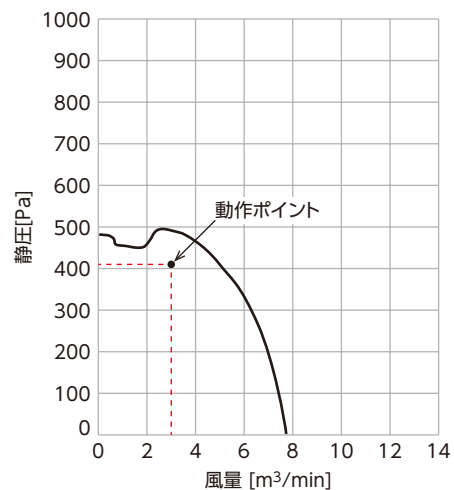


図 7.17 動作ポイントと風量－静圧特性曲線

## 7.5 まとめ

この章では、換気冷却におけるファンの選定方法とブロワを用いたダクト排気の選定方法を、理論的な考え方を交えながら紹介しました。同時にいくつかの計算例も載せていますので、装置設計の参考にしてください。ただし、選定計算はあくまで目安となります。最終的には実際の装置で評価を行い、装置設計上の問題がないことを確認してください。

### 参考文献

鈴木昭次, 「電子機器設計のためのファンモータと騒音・熱対策」, 株式会社工業調査会



## 8 ヒーター

ヒーターは主に装置内の凍結・低温対策や結露・高湿度対策に使用します。ここではヒーターの主な用途や種類、使い方について解説します。また、ヒーターの選定方法についても事例を交えて紹介します。

### 8.1 ヒーターの主な用途

#### 8.1.1 低温・凍結対策

一般的な装置に使われる機器や電子部品の使用周囲温度は、0～50℃です。装置を寒冷地に設置した場合、機器の周囲温度が使用周囲温度を下回り、装置に影響を及ぼす可能性があります。そこでヒーターを使用して装置内の温度を上げると、寒冷地でも仕様値内での使用が可能になります。

例として、高速道路のETCゲート、駅の券売機、ガソリンスタンドの精算機、監視カメラなど、寒冷地の屋外で使用する装置に対して、低温・凍結対策の目的でヒーターが使用されています。

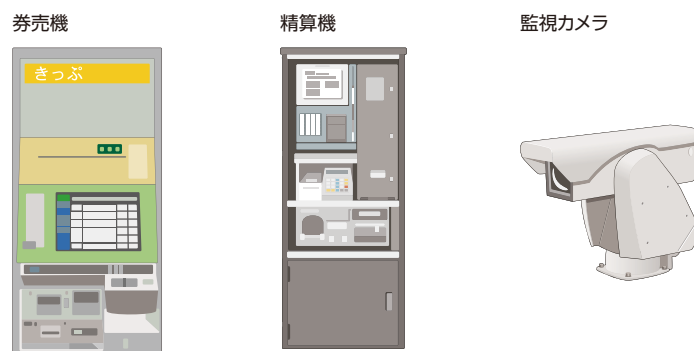


図 8.1 低温・凍結対策の用途例

#### 8.1.2 結露対策

空気中に含まれる水蒸気の最大量を飽和水蒸気量といいます。図 8.2 に示すように、飽和水蒸気量は温度が高くなるにしたがって増えていきます。水蒸気を含んだ空気が冷やされて飽和水蒸気量に達すると、飽和水蒸気量を超えた量が水になります。この状態を結露といいます。装置が結露すると、水によって部品の電気接点が短絡したり、漏電や感電を起こすなど非常に危険です。また、長期的には部品の腐食も進みます。結露が発生する最大の原因は温度変化です。ヒーターで装置内の温度を維持することで、結露を防ぐことが可能になります。

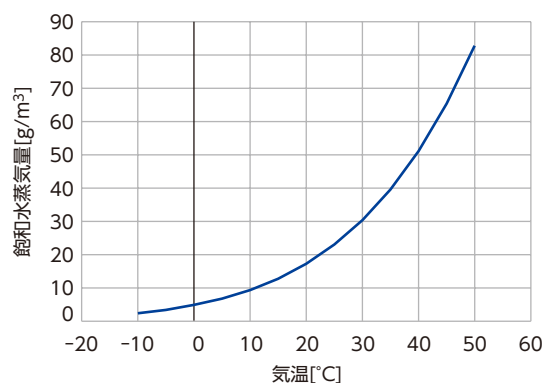


図 8.2 飽和水蒸気量

### 8.1.3 高湿度対策

結露が起きなくても、装置内で湿度が高い状態が続くと、水蒸気によって部品に使われている金属の腐食が進みます。図 8.3 に湿度と金属の腐食速度の関係、図 8.4 に湿度と金属の吸着水量の関係を示します。相対湿度が 50～60 % を超えると吸着水量が増え、腐食が進むことが分かります。このような場合はヒーターで装置内の温度を上げて相対湿度を下げることで、腐食を防ぐことができます。

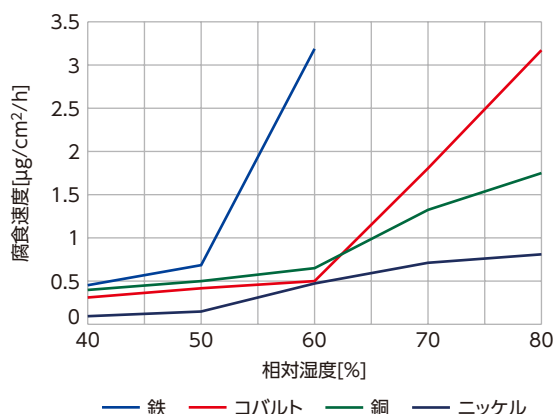


図 8.3 湿度と腐食速度の関係

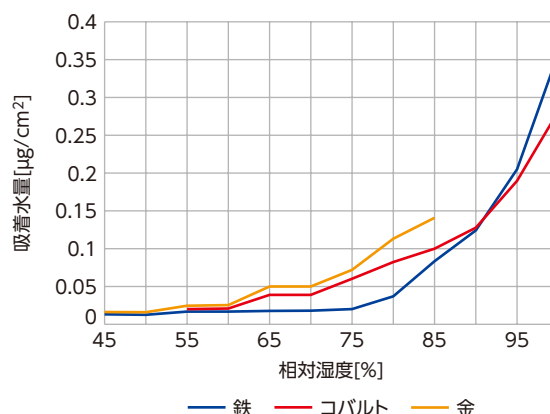


図 8.4 湿度と吸着水量の関係

(引用文献:「電子部品の腐食損傷と分析」大阪府立産業技術総合研究所)

### 8.1.4 ヒーターによる結露対策の例

#### • 現象

マシニングセンタの切削油を火災対策のため油性から水溶性に変更したところ、マシニングセンタ内部の制御回路が短絡して故障するトラブルが発生した。

#### • 原因

マシニングセンタ内部の相対湿度を測定したところ、70 % 以上に達する時間帯があることが判明した。水溶性の切削油の水分が蒸発して湿度が上昇した後、装置を稼働させない時間帯(夜間や休日)に温度が下がったことでさらに湿度が上昇し、結果的に制御盤の基板に結露が発生。翌朝、結露が発生した状態でマシニングセンタを稼働させたため、電気部品が短絡を起こして故障したと考えられた。

#### • 対策

ファン付ヒーターを制御盤内に取り付け、制御盤内の温度を一定に保つ対策を講じた。その結果、相対湿度を 50 % 以下に保つことができ、結露を防ぐことができた。

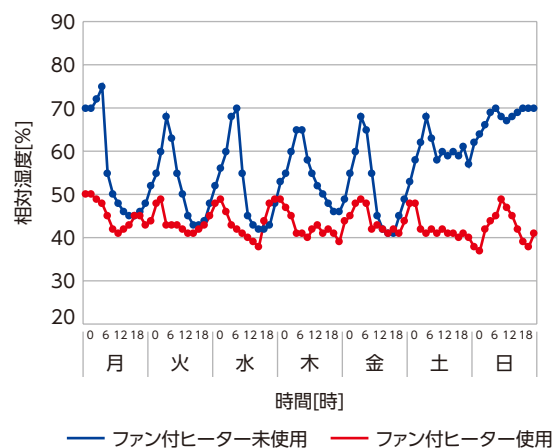


図 8.5 ヒーター設置後の相対湿度の変化



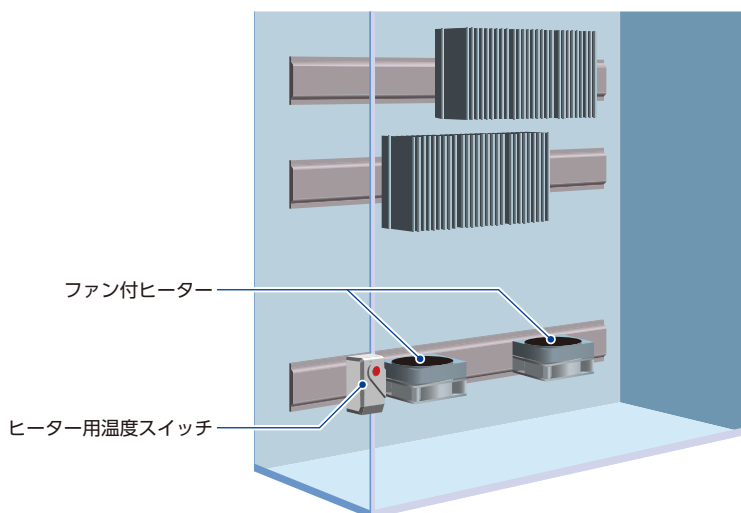


図 8.6 ヒーターの設置方法

## 8.2 ヒーターの種類と特徴

### 8.2.1 シーズヒーター (Sheathed heater)

ヒーターを使った製品のひとつにドライヤーがあります。ドライヤーの温風吹出口から内部を覗くと、スプリング状の発熱体(金属線)が見えます。この発熱体は金属線がむき出しになっていることから、裸線ヒーターと呼ばれます。裸線ヒーターは構造が簡単で安価ですが、電流が流れている金属がむき出しなので漏電や感電の危険性があり、使える場所や用途が限られます。そこで、安全性が高く、使う場所を限定しないように改良されたものがシーズヒーターです。

シーズヒーターは、熱伝導性の良い金属製のシーズ(鞘)を発熱体に被せた絶縁タイプのヒーターです。発熱体とシーズは絶縁粉末で絶縁されているため、通電状態でヒーター(シーズ)に触れても感電しません。シーズヒーターは他の絶縁タイプのヒーターに比べて構造が簡単なため、発熱量が大きいものも安価に作れるという特徴があります。

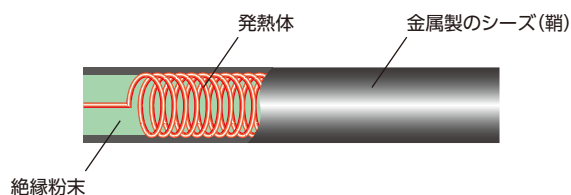


図 8.7 シーズヒーターの構造

## 8.2.2 PTC ヒーター (Positive Temperature Coefficient heater)

PTC ヒーターは、温度が上昇するにしたがって電気抵抗が大きくなる性質を利用したヒーターです。PTC ヒーターの発熱体は、半導体粒子や伝導率が高い導体（カーボン）粒子を配合したもので、温度によって電気の流れやすさが変わります。温度が低いときは半導体粒子が収縮するので導体粒子が連鎖し、抵抗値が小さくなります。そのため電気が流れやすくなって発熱量が大きくなります。温度が上がると半導体粒子が膨張し、膨らんだ半導体粒子に押されて導体粒子の連鎖が切断され、抵抗値が大きくなります。そのため電気が流れにくくなって発熱量が小さくなります。

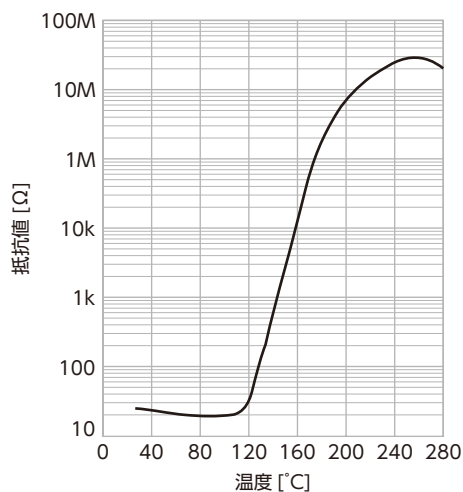


図 8.8 PTC ヒーターの特性例

図 8.9 に、PTC ヒーターの表面温度と消費電力の経時変化を示します。表面温度が上昇するにしたがって消費電力（発熱量）が小さくなります。表面温度が飽和すると、消費電力は電源投入時の半分以上に減ります。PTC ヒーターは温度センサーなどの外部機器を使わなくても適温に制御できるため（自己温度制御機能）、ヒーターが異常に高温になることを防ぐ安全性の高いヒーターです。

他にも PTC ヒーターは、AC 電源入力と DC 電源入力の両方に対応したり、幅広い電圧で使えるなどの特徴があります。

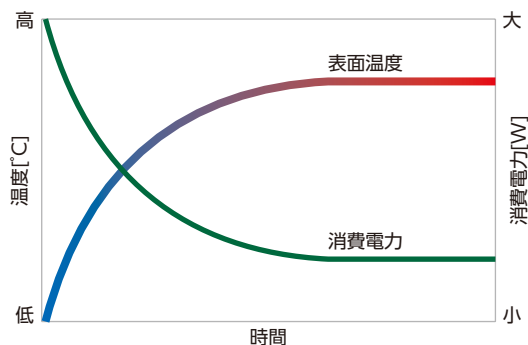


図 8.9 PTC ヒーターの表面温度と消費電力の関係

## 8.3 加熱方式による分類

### 8.3.1 局所加熱

温めたい場所や部品だけを加熱する方式です。小型で軽量の PTC ヒーターが多く使われます。ヒーターを温めたい部品に取り付けて熱伝導で加熱したり、ヒーターを金属板に取り付け、その金属板を放熱板代わりにして温めた空気を熱伝達します。



図 8.10 局所加熱に使われる PTC ヒーターの例

図 8.11 は監視カメラを局所加熱する例です。ヒーターをガラス下部に取り付けて、ガラスの曇りを防止しています。

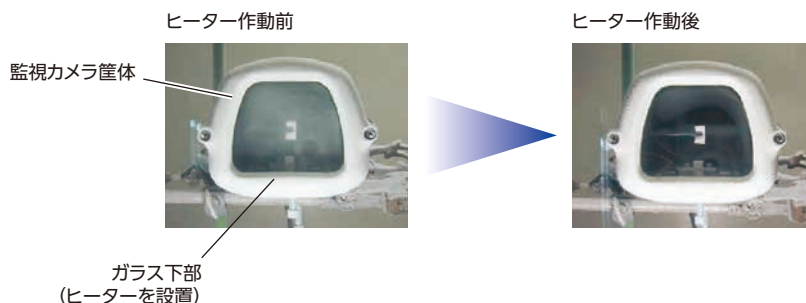


図 8.11 監視カメラの局所加熱の例

### 8.3.2 自然放熱による装置内の加熱（放熱板付ヒーター）

ヒーター表面からの自然放熱によって装置内を加熱する方式です。大きな発熱量が必要な場合は複数の PTC ヒーターが使われます。PTC ヒーターの素子だけでは空気との接触面積が小さく放熱効果が得られにくいため、放熱板と PTC ヒーターを一体化した構造が一般的です。ただし自然対流を利用した加熱のため、装置を隅々まで加熱する使い方には向いていません。



図 8.12 自然放熱に使われる放熱板付ヒーターの例

### 8.3.3 強制放熱による装置内の加熱（ファン付ヒーター）

ヒーターとファンを組み合わせ、ヒーターの放熱をファンで強制対流させる方式です。大きな発熱量が必要なため、シーズヒーターが使われます。ファンを併用することで、装置内を早く均一に温めることができます。

図 8.13 に、ファン付ヒーターの構成を示します。シーズヒーター、放熱板、プロペラファン、およびフィンガーガードを組み付けた構造が一般的です。

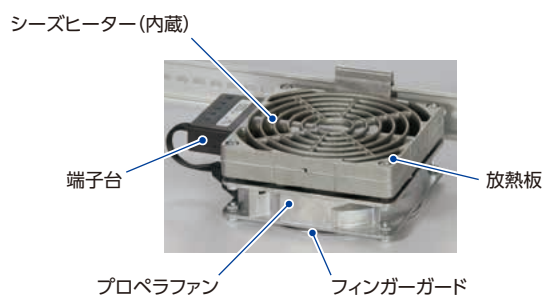


図 8.13 ファン付ヒーターの構造

## 8.4 ヒーターの選定計算

装置内を適切な温度に保つには、内部発熱分を考慮したヒーターの必要発熱量を把握することが大切です。必要発熱量は、装置のサイズと材質、および装置内外の温度から求められます。ここでは、必要発熱量の算出方法とヒーターの選定例を説明します。

### 8.4.1 フローチャート

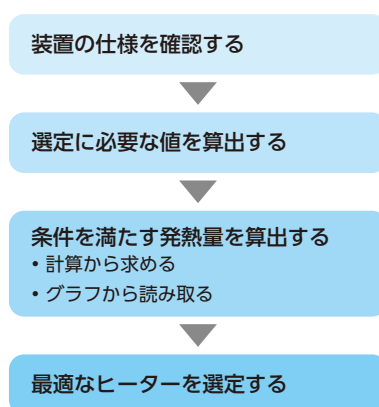


図 8.14 ヒーター選定のフローチャート

### 8.4.2 装置の設計条件

例として、寒冷地の工場に設置されている装置を目標温度まで加熱するヒーターを選定します。

- 冬期は最低気温が  $-20^{\circ}\text{C}$  に達する地域
- 装置内の機器の使用周囲温度は  $0\sim 50^{\circ}\text{C}$
- 装置内の目標温度を  $5^{\circ}\text{C}$  に設定

表 8.1 選定計算の条件

項目		条件
目標温度 (装置内温度) $T_1$		$5^{\circ}\text{C}$
周囲温度 $T_2$		$-20^{\circ}\text{C}$
装置内の総発熱量 $Q$		100 W ※
筐体寸法	幅 (W)	0.7 m
	高さ (H)	1 m
	奥行き (D)	0.4 m
筐体材質		鉄
電源		AC100 V 50 Hz

※ 電源、インバータ、プログラマブルコントローラなど、ヒーター以外の熱源が装置内にある場合の総発熱量です。

### 8.4.3 選定に必要な値の算出

#### a. 筐体の有効表面積（放熱面積）

装置の設置場所によって、有効表面積の算出方法が異なります。筐体の有効表面積  $S$  は、表 8.2 に示す国際規格 IEC TR 60890 で規定された計算式をもとに算出した値を使います。

表 8.2 有効表面積の算出方法

	設置場所の分類	計算式
	筐体の全周囲が開放されている場合	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.8 \times D \cdot H + 1.8 \times W \cdot H$
	筐体の背面が壁に接している場合	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.8 \times D \cdot H + 1.4 \times W \cdot H$
	筐体の片側の放熱が妨げられている場合（装置の連結等）	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.4 \times D \cdot H + 1.8 \times W \cdot H$
	筐体の背面と片側の放熱が妨げられている場合	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.4 \times D \cdot H + 1.4 \times W \cdot H$
	筐体の両側の放熱が妨げられている場合（装置の連結等）	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.0 \times D \cdot H + 1.8 \times W \cdot H$
	筐体の背面と両側の放熱が妨げられている場合	$S = 1.4 \times W \cdot D + 1.0 \times D \cdot H + 1.4 \times W \cdot H$
	筐体の前面以外すべての放熱が妨げられている場合	$S = 0.7 \times W \cdot D + 1.0 \times D \cdot H + 1.4 \times W \cdot H$

ここでは、筐体の全周囲が開放されている場合とします。

$$\begin{aligned}
 \text{筐体の有効表面積 } S &= 1.4 \times W \cdot D + 1.8 \times D \cdot H + 1.8 \times W \cdot H \\
 &= 1.4 \times 0.7 \times 0.4 + 1.8 \times 0.4 \times 1.0 + 1.8 \times 0.7 \times 1.0 \quad (8.1) \\
 &\div 2.37 [\text{m}^2]
 \end{aligned}$$

#### b. 目標温度と周囲温度の温度差

$$\begin{aligned}
 \text{温度差 } \Delta T &= T_1 - T_2 \\
 &= 5 - (-20) \\
 &= 25 [^\circ\text{C}]
 \end{aligned} \quad (8.2)$$

### 8.4.4 条件を満たす発熱量の算出

ここでは、計算による求め方とグラフによる簡易的な求め方を説明します。

#### a. 計算による求め方

装置の温度条件を満たすために必要な発熱量を  $Q_{H'}$ 、ヒーターの必要発熱量を  $Q_H$  とします。

$$\begin{aligned}
 Q_{H'} &= S \times 5 (\text{※}) \times \Delta T \\
 &= 2.37 \times 5 \times 25 \\
 &= 296.25 [\text{W}] \\
 Q_H &= Q_{H'} - Q \\
 &= 296.25 - 100 \\
 &= 196.25 [\text{W}]
 \end{aligned} \quad (8.3)$$

※ 熱通過率を表します。

鉄: 5、ステンレス: 4.5、アルミニウム: 12.0、アルミニウム (2 層): 4.5

## b. グラフによる求め方

必要発熱量検討図を使用して、簡易的にヒーターの必要発熱量を求めます。

1. 図 8.15 の必要発熱量検討図から、式 (8.1) で得られた有効表面積  $S = 2.37 \text{ [m}^2\text{]}$  と式 (8.2) で得られた温度差  $\Delta T = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$  の交点 A を求めます。
2. 交点 A から横軸に平行な線を引きます。
3. 平行線と縦軸の交点から、装置の温度条件を満たすために必要な発熱量  $Q_{H'}$  を読み取ります。

$$Q_{H'} = 300 \text{ [W]}$$

4.  $Q_{H'}$  から装置内の総発熱量  $Q$  を差し引いて、ヒーターの必要発熱量  $Q_H$  を求めます。

$$\begin{aligned} Q_H &= Q_{H'} - Q \\ &= 300 - 100 \\ &= 200 \text{ [W]} \end{aligned} \quad (8.4)$$

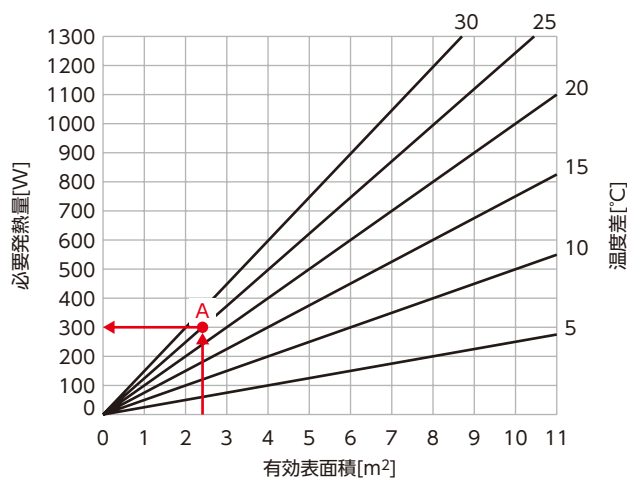


図 8.15 必要発熱量検討図

## 8.4.5 最適なヒーターの選定

計算で求めた結果: 196.25 W

グラフから読み取った結果: 200 W

以上から、計算で求めてもグラフから読み取っても、ヒーターの必要発熱量は 200 W になりました。したがって 200 W の発熱量を持つヒーターを選定すれば良いことが分かります。

## 8.5 まとめ

この章では、ヒーターの用途や種類と特徴を紹介し、選定計算例を紹介しました。装置を設計する上で、発熱対策として冷却用ファンを使用するのは一般的です。しかし装置の設置環境によっては、低温や高温などの影響も考慮することが重要です。装置の信頼性向上のため、低温対策や結露防止にヒーターをご活用ください。

## 9 周辺機器

ファンを装置へ組み込む際にフィンガーガードや温度スイッチなどの周辺機器を併用すると、装置全体の安全性、信頼性を向上させることができます。ここでは、ファンを効果的で安全に使用するための周辺機器について解説します。

### 9.1 周辺機器の圧力損失

周辺機器の種類によっては、周辺機器自体が送風抵抗となり、システムインピーダンスを高めることがあります。そのためファンの特性や騒音にも影響を及ぼします。ファンを選定する際は、この章で示している風量－静圧特性曲線を参考にし、風量に余裕を持たせてください。

図 9.1 に、 $\square 120$  mm ファンの主な周辺機器のシステムインピーダンス曲線を示します。フィルターは損失が最も大きく、フィンガーガードはほとんど損失がありません。

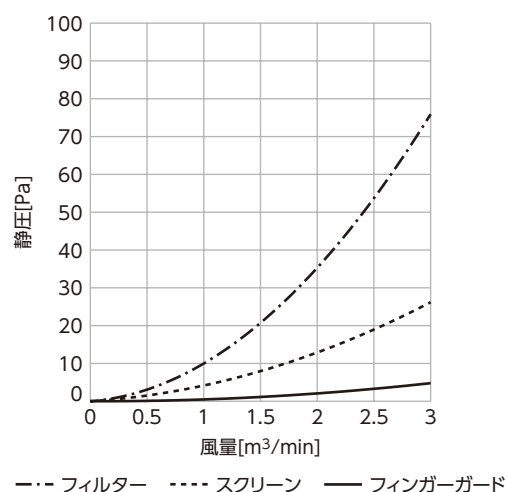


図 9.1 周辺機器のシステムインピーダンス曲線

### 9.2 フィンガーガード

フィンガーガードは、指や異物がファンの内部に侵入することを防ぐ周辺機器です。安全のためにフィンガーガードを併用することをお勧めします。

#### 9.2.1 プロペラファン用フィンガーガード

プロペラファン用のフィンガーガードには、鉄製と錆に強いステンレス製の2種類があります。一般的には装置の外側にに取り付けて、指や異物が外部から装置内に侵入することを防ぎます。装置を点検したりメンテナンスする場合、ファンを止めずに作業しなければならないときは、ファンの吸込側と吐出側の両方にフィンガーガードを取り付けると安全です。

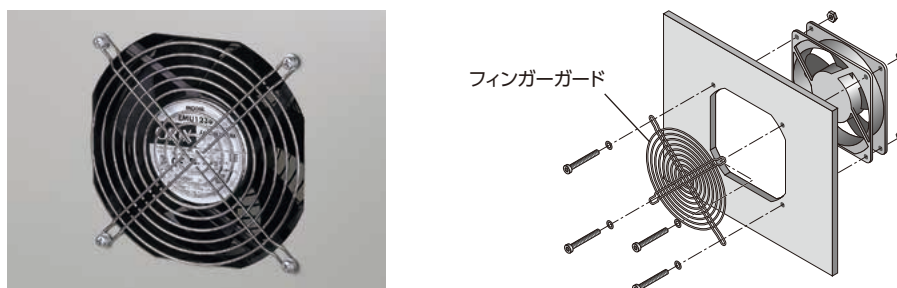


図 9.2 プロペラファン用フィンガーガードの取付例

図 9.3 に、プロペラファン用フィンガーガードの有無による特性の変化を示します。ファンの種類やサイズによって違いがあるため、傾向として参考にしてください。

ここでは、□120 mm-38 mm 厚ファンを使用  
して測定しています。

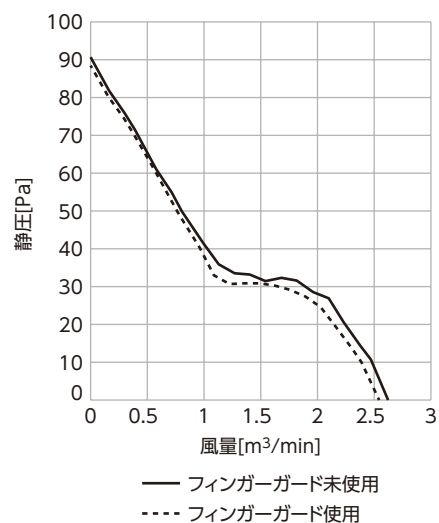


図 9.3 プロペラファン用フィンガーガードの有無による特性の変化

## 9.2.2 ブロワ用フィンガーガード

ブロワは静圧が高く吸引力も強いいため、指や異物を吸い込みやすく危険です。フィンガーガードを吸込口側に取り付けて、安全を確保してください。



図 9.4 ブロワ用フィンガーガードの取付例

図 9.5 に、ブロワ用フィンガーガードの有無による特性の変化を示します。ファンの種類やサイズによって違いがあるため、傾向として参考にしてください。

ここでは、ランナー径φ 120 mm ブロワを使用  
して測定しています。

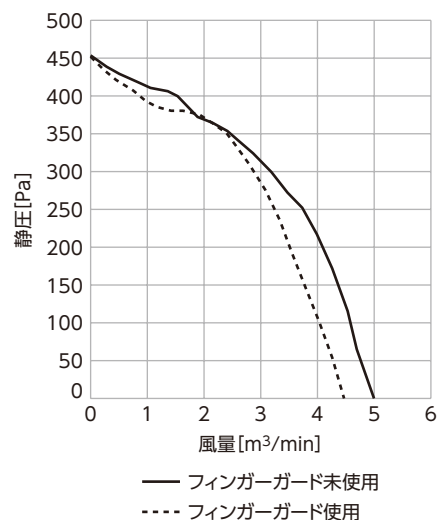


図 9.5 ブロワ用フィンガーガードの有無による特性の変化



### 9.2.3 クロスフローファン用フィンガーガード

クロスフローファンは吸込側、吐出側ともに開口面が広いため、指だけでなく紐状の異物も巻き込みやすい構造になっています。安全のため、吸込側と吐出側の両方にフィンガーガードを取り付けることをお勧めします。



図 9.6 クロスフローファン用フィンガーガードの取付例

図 9.7 に、クロスフローファン用フィンガーガードの有無による特性の変化を示します。ファンの種類やサイズによって違いがあるため、傾向として参考にしてください。

ここでは、ランナー長 300 mm クロスフローファンを使用して測定しています。

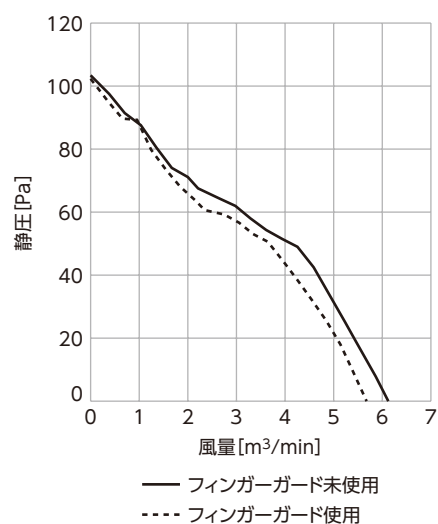


図 9.7 クロスフローファン用フィンガーガードの有無による特性の変化

## 9.3 フィルター

外部から空気を装置内に送り込んで換気・冷却する場合、空気に含まれる塵埃も同時に装置内へ吸い込まれることがあります。吸い込まれた塵埃が装置内の環境に影響を及ぼすときは、フィルターを吸込側に取り付けると効果的です。フィルターは空気中の塵埃を遮断するため、装置内から外部に吐き出す空気を清浄に保つこともできます。

### 9.3.1 プロペラファン用フィルター

プロペラファン用のフィルターは、ガード、フィルターメディア、リテーナーで構成されています。ガードをファンに取り付けてから、リテーナーでフィルターメディアを挟んでガードに固定します。

フィルターメディアには、ポリウレタン製と金属製の2種類があります。ポリウレタン製のフィルターメディアは安価ですが、目詰まりしたときはメディアそのものを交換する必要があります。金属製のフィルターメディアは洗浄可能なうえ、付着した塵埃を掃除機で吸い取ることもできます。装置の環境や設置スペースなどに合わせてお選びください。

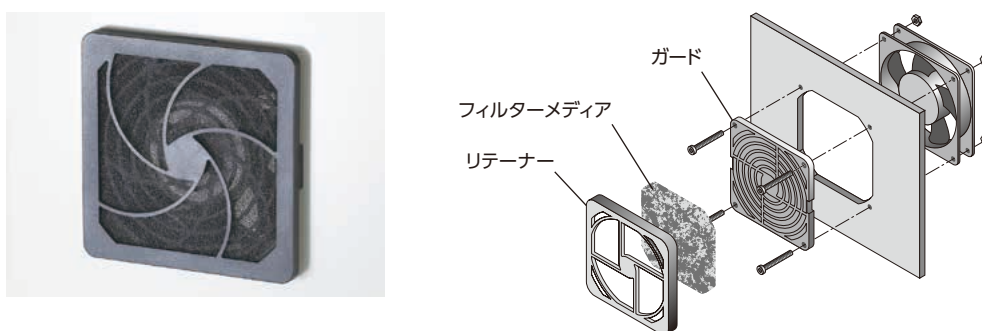


図 9.8 プロペラファン用フィルターの取付例

ファンにとってフィルターは、フィンガーガード以上に送風抵抗になります。風量－静圧特性も、フィルターを付けない状態より大きく低下します。フィルターを使用する場合は、風量や静圧が低下することを見込んでファンを選定してください。図 9.9 に、プロペラファン用フィルターの有無による特性の変化を示します。ファンの種類やサイズによって違いがあるため、傾向として参考にしてください。

ここでは、□120 mm-38 mm 厚ファンを使用して測定しています。

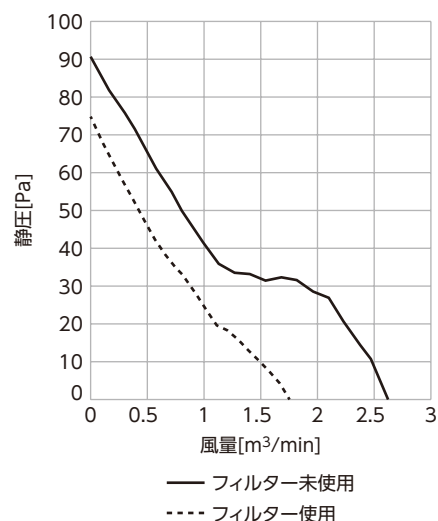


図 9.9 プロペラファン用フィルターの有無による特性の変化

### 9.3.2 ブロワ用フィルター

ブロワ用のフィルターも、プロペラファン用と同様に3つの部品で構成されています。ブロワは静圧が高いため、塵埃や異物を吸い込みやすく、ブロワの故障や吐出空気汚染につながる可能性があります。フィルターを取り付けると吐出側からの塵埃が減少するだけでなく、ランナーの汚れを防ぐこともできます。

フィルターメディアはポリウレタン製です。フィルターメディアが目詰まりして風量や静圧が低下したときは、メディアを交換してください。



図 9.10 ブロワ用フィルターの取付例

図 9.11 に、ブロワ用フィルターの有無による特性の変化を示します。ファンの種類やサイズによって違いがあるため、傾向として参考にしてください。

ここでは、ランナー径  $\phi 120$  mm ブロワを使用しています。

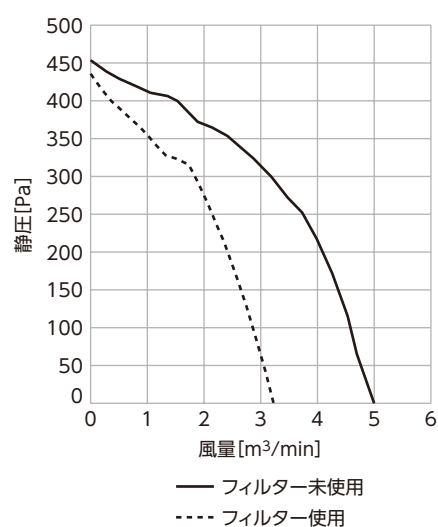


図 9.11 ブロワ用フィルターの有無による特性の変化

## 9.4 スクリーン

電子機器などの電磁波を発生する機器をプロペラファンで冷却する場合、電磁波がプロペラファンのケーシングから外部に漏れて、他の機器に電磁障害を与えることがあります。このような場合は、電磁波を遮断する効果があるスクリーンの併用をお勧めします。

スクリーンはアルミニウムのフレームに波状のステンレスメッシュシートを固定したもので、耐久性に優れた電磁シールドです。フレームと装置取付面の間にすき間がないように固定してください。

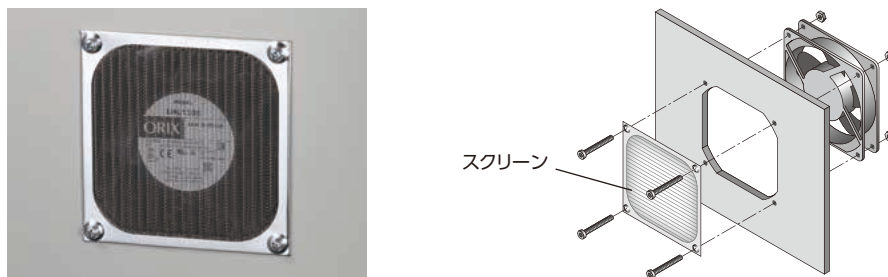


図 9.12 スクリーンの取付例

図 9.13 に、スクリーンによる電磁波の遮断率の例を示します。ファンの種類やサイズによって違いがあるため、傾向として参考にしてください。

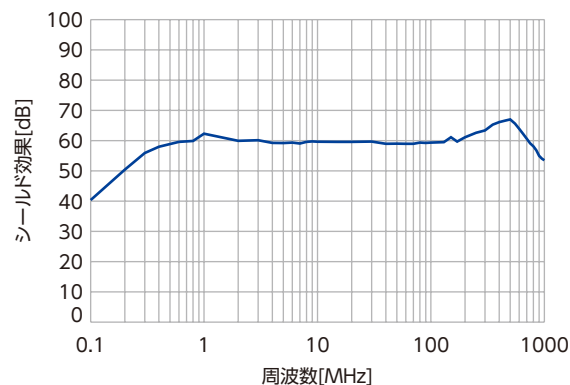


図 9.13 スクリーンによる電磁波の遮断率

スクリーンも送風抵抗になるため、風量－静圧特性が変化します。図 9.14 に、スクリーンの有無による特性の変化を示します。ファンの種類やサイズによって違いがあるため、傾向として参考にしてください。

ここでは、□120 mm-38 mm 厚ファンを使用しています。

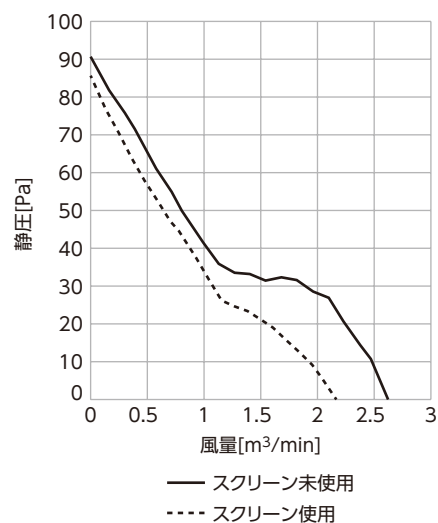


図 9.14 スクリーンの有無による特性の変化

## 9.5 ブロワ用取付金具

ブロワは遠心ファンという特殊な形状のため、プロペラファンと違ってブロワそのものを装置に直接取り付けることが難しい構造になっています。ブロワ用取付金具をお使いいただくと、ブロワを容易に固定できるようになります。

ブロワ用取付金具でモーターケースを挟んで固定しますが、ブロワはモーターケースよりもケーシングの方が大きいため、ケーシングが固定面に接触しないよう台座などを設けてください。

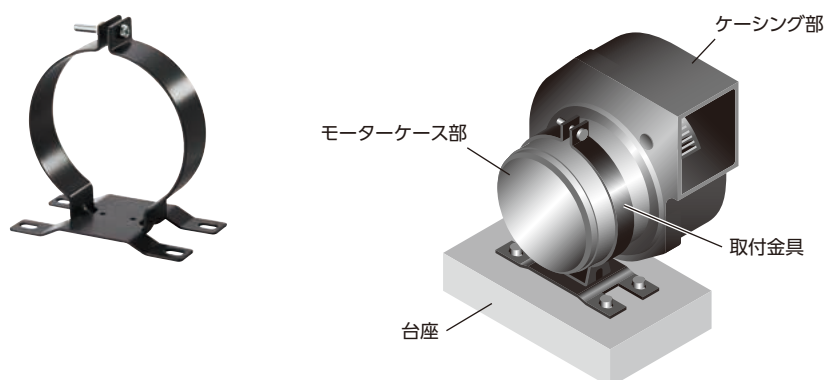


図 9.15 ブロワ用取付金具を用いた取付例

## 9.6 ダクト継ぎ手

ブロワとダクトを接続するための継ぎ手です。ブロワは吸込口と吐出口のどちらにもダクトを取り付けられるため、用途に合ったダクト継ぎ手をお使いください。ダクトはお客様でご用意ください。

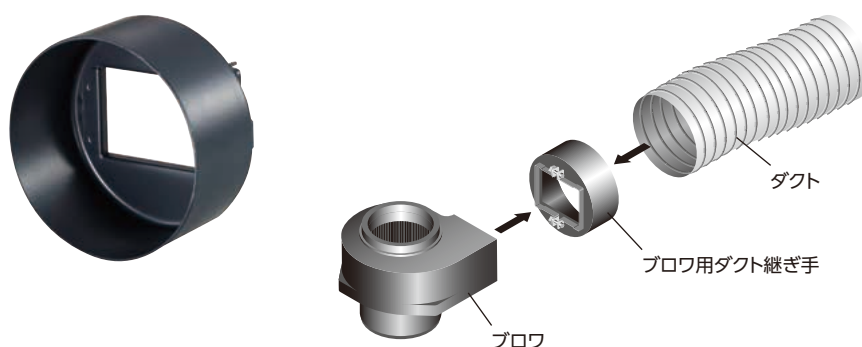


図 9.16 ダクト継ぎ手の取付例

## 9.7 温度スイッチ

温度スイッチを併用すると、設定した温度よりも上昇または下降したときだけファンやヒーターを運転できるため、ランニングコストや騒音の削減につながります。



ファン用温度スイッチ



ヒーター用温度スイッチ

図 9.17 温度スイッチ

### 9.7.1 温度スイッチの仕組み

温度スイッチはバイメタルサーモスタットを採用しています。バイメタルとは熱膨張率が異なる2種類の金属を貼り合わせたもので、温度が変化するとバイメタルの曲がり方が変化する性質があります。この性質を接点に利用したものが温度スイッチです。ファン用温度スイッチは、温度が上がると接点が ON、温度が下がると接点が OFF になります。ヒーター用温度スイッチは、温度が下がると接点が ON、温度が上がると接点が OFF になります。

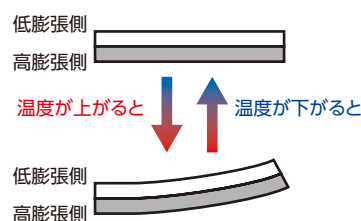


図 9.18 バイメタルの曲がり方

### 9.7.2 温度スイッチの動作フロー

温度スイッチに採用しているバイメタルサーモスタットは、設定温度で ON (または OFF) してから復帰する温度に差があります。ファン用温度スイッチの場合、装置内の温度が設定値に達して温度スイッチが ON になると、ファンが回転を始め装置内の温度を下げていきます。装置内の温度が復帰温度に達すると温度スイッチが OFF になり、ファンが停止します。しかし実際には、バイメタルのセンサ部の検出遅れ、装置内の熱伝達遅れ、熱容量による影響などによって、ファンが OFF になるまでに遅れが生じる場合があります。同様に、再度装置内の温度が上がり温度スイッチの設定温度に達しても、温度スイッチが ON になるまでに遅れが生じ、その結果ファンの駆動が遅れて装置内の温度が上がり続ける場合もあります。温度スイッチを使用するときは、このような動作の遅れを考慮し、装置に影響を与えない温度を設定することが大切です。

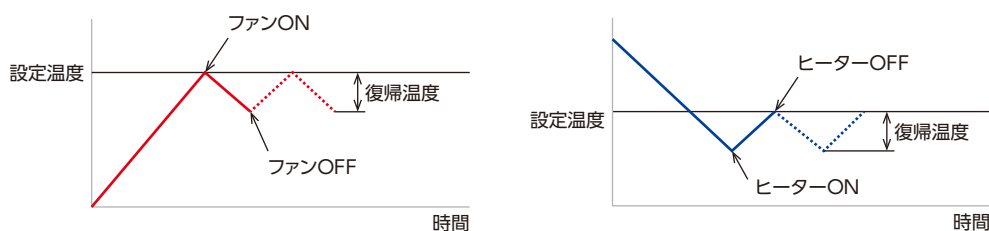


図 9.19 温度スイッチの動作フロー

### 9.7.3 温度スイッチのメリット

温度スイッチをファンやヒーターと併用すると、次のようなメリットがあります。

- 消費電力の削減

必要なときだけファンやヒーターを運転できます。また、1 台の温度スイッチで複数台を制御できます。(ファンやヒーターによっては 1 台しか接続できないものがあります。)

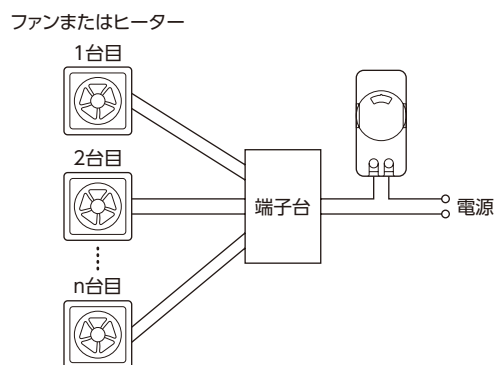


図 9.20 複数台を接続した例

- 騒音の削減

ファンやファン付ヒーターが停止している間は羽根の風切り音が止まるため、装置の騒音を低減できます。





---

# あとかき

---


「テクニカルマニュアル ファン&サーマルマネジメント編」をお読みいただきありがとうございます。

ファン&サーマルマネジメント編では、ファンやヒーターなどのサーマルマネジメント商品の種類や特徴、騒音や寿命といった商品特性の技術的な背景を中心に説明しました。また、効果的な設置方法や選定方法など商品を使用するために必要な知識についてもご紹介しています。

このテクニカルマニュアルが、より信頼性の高い装置設計の実現につながり、お読みいただいた方々のお役に立つことができれば幸いです。





The background is a solid light blue color. It is decorated with various abstract geometric elements: a horizontal band of slightly darker blue in the upper third; several circles of different sizes and shades of blue, some with white outlines; a series of parallel diagonal lines in the lower left; and a small white circle with a dot in the center on the left side.

オリエンタルモーター株式会社