

第3編 機 械



石灰石輸送用ベルトコンベア

第1章 機械の基礎知識

第1節 材料力学

1 内力と応力

すべての材料は、外部からの力（外力）を受けると変形し、この変形に抵抗して内部に力を生ずる（内力）。応力の次元は $L^{-1}MT^{-2}$ であり、応力の単位はPa [N/m²] である。

物体を横切る面を考えれば、この面上の内力と、外力とが釣合を保つ。この面上での単位面積当りの内力を応力といい、これを面に垂直な成分と面に平行な成分に分解したとき、垂直成分を垂直応力、平行な成分をせん断応力という。垂直応力は、その面を境として物体の両部分が引っ張り合っていたら引張応力、押し合っていたら圧縮応力である。例えば、棒を軸方向に引っ張ったとき、棒の内部で軸と直角な面上では、引張応力のみが生じ、せん断応力は生じない。また、材料を歪めようとする場合、力の方向と平行な面ではせん断応力のみが生じ、垂直応力は生じない。

応力は、単純な形の材料の内部では一様に分布するが、形状が複雑になると分布が一様でなくなり凹んだ隅角部には大きな応力が生ずる。これを応力集中といい、材料の破壊はこのような個所に起こる場合が多い。材料のきずも応力集中の原因になる。直径が段階的に変化する軸で、隅角部に丸みをつけて加工するのは、応力集中を避けるためである。

2 ひずみ

材料に外力が作用して変形が生じたとき、その変形の度合をひずみ（無次元の値）という。棒を軸方向に引っ張れば長さが伸び、押しせば縮む。これを縦ひずみ（引張ひずみ、圧縮ひずみ）という。

断面積 A の棒における外力 W の引張りによるひずみの例を、図3.1に示す。

引張応力 $\sigma = W/A$ 縦ひずみ（引張ひずみ） $\varepsilon = \lambda/l$

縦弾性係数 $E = \sigma/\varepsilon$ 横ひずみ $\varepsilon' = \delta/d$

せん断力を受けた物体には、ゆがみが生ずる。その度合を、せん断ひずみという。

上下面の面積が A のブロックにおけるせん断ひずみの例を、図3.2に示す。

せん断応力 $\tau = W/A$ せん断ひずみ $\gamma = \lambda_s/l$

横弾性係数 $G = \tau/\gamma$

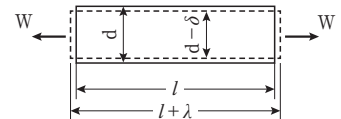


図3.1 引張ひずみ

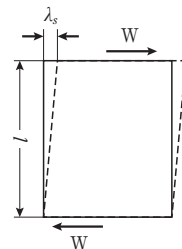


図3.2 せん断ひずみ

3 材料の機械的性質

材料の機械的性質とは、材料が力を受けたときの変形の状況や、どれだけの力に耐えられるかという性質を総称したものである。

金属材料の棒を引っ張ったときの応力とひずみとの関係の代表的な例を、図3.3に示す。棒を引っ張れば、伸びると同時に太さが縮み断面積が小さくなるが、応力—ひずみ線図を描くときは、荷重を最初の断面積で割った値で応力を表わす。これを厳密には公称応力というが、一般に応力といえば公称応力を指す（材料の機械的性質は、第2節工業材料の表3.4～表3.7参照）。

(1) 弾性

外力を受けると変形するが、外力を除けば元の形に戻る性質を弾性といい、そのような物体を弾性体という。固体材料は、ある限度の応力範囲では弾性体とみなすことができる。

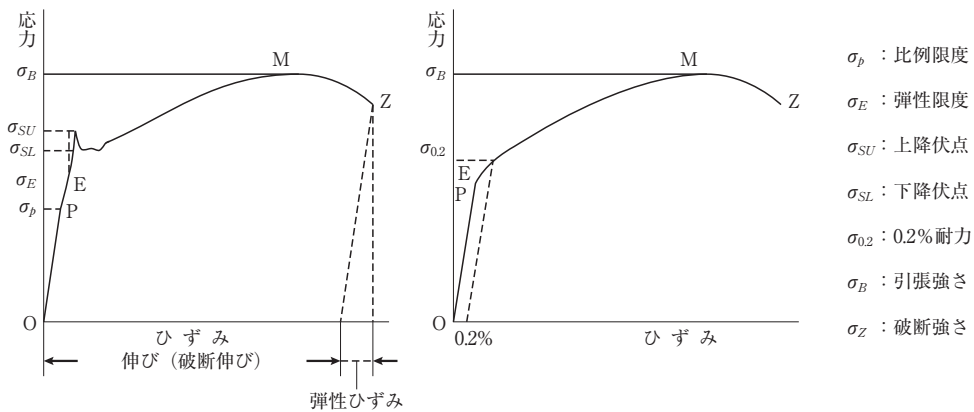
(2) 比例限度

材料に荷重をかけたとき、ある荷重までは応力とひずみは正比例する。これをフックの法則といい、この限度の応力を比例限度という（図3.3のP点）。

(3) 弾性係数

応力とひずみが正比例する範囲での垂直応力 σ とその方向の縦ひずみ ε との比 $E = \sigma / \varepsilon$ を、縦弾性係数という。せん断応力 τ とせん断ひずみ γ との比、 $G = \tau / \gamma$ を横弾性係数という。

同じ力に対して大きなひずみが起こるほど、その材料の弾性係数は小さい。



(a) 軟鋼の応力—ひずみ曲線

(b) 非鉄金属の応力—ひずみ曲線

図3.3 応力—ひずみ曲線（模式図）

(4) 弾性限度

比例限度を超えて荷重をかけると、応力の増大に比べてひずみの増大がやや大きくなる。しかしある限度までは、荷重を除いたときひずみが完全に消える。この限度の応力を弾性限度という。（図3.3のE点）弾性限度を超える荷重を受けると、荷重を除いたあともひずみが残る、このような状態になっ

た材料は機械的性質が損なわれ、その後の使用には耐えられない場合が多い。

(5) 降伏点

さらに荷重を大きくすると、応力は増さずにひずみだけが増す状態が現れる（図3.3の σ_s 部）。この現象を降伏といい、そのときの σ_{SL} 部の応力を降伏点という。低炭素鋼や中炭素鋼では図3.3に示した関係が現れるが、合金鋼や非鉄合金では、図3.3 (b) のように降伏点が現れない。そのような材料では荷重を除いたとき0.2 %のひずみが残る場合の応力を耐力といい、降伏点に対応させる。

(6) 引張強さ

降伏点を超えて荷重をかけると、応力がふたたび上昇しながらひずみは急速に増し、やがて破壊が起こる。材料が破壊するまでに達する最大の応力を、引張強さという（図3.3のM点）。

応力-ひずみ線図では破壊の直前に応力が下がるが、これは、材料が切れようとするときはその個所がくびれて断面積が小さくなり、引き切るのに要する荷重が低下するからである。引張強さは材料の強さを代表するものであるが、このほかに、圧縮強さ、せん断強さなどがある。これらは荷重を静かに加えた場合（静荷重）の強さであるが、荷重が衝撃的あるいは繰り返して加わる場合（動荷重）は、静荷重の場合よりも低い荷重で破壊する。

(7) 許容応力と安全率

材料が破壊するときの応力を破壊応力といい、引張の場合ならばそれは引張強さに等しい。構造物や機械類の設計で、その各部に生ずる応力を計算するとき、それが材料の破壊応力に近いと危険である。それゆえ、設計上の応力は、破壊応力 σ_z より小さいある限界に収まるようにするが、この限界を許容応力 σ_a という。許容応力に対する破壊応力の倍数を、安全率（S）という。

$$S = \frac{\sigma_z}{\sigma_a} \dots\dots\dots (3.1)$$

引張強さを基準にした場合、一般に用いられる安全率を、表3.1に示す。鑄鉄のように脆い材料は、交番荷重・衝撃荷重に対して安全率を大きく取る必要がある。

表3.1 引張強さ破壊応力算定時の安全率例

| 材 料 | 静荷重 | 動 荷 重 | | |
|--------|-----|-------|----|----|
| | | 繰返し | 交番 | 衝撃 |
| 鑄 鉄 | 4 | 6 | 10 | 15 |
| 軟 鋼 | 3 | 5 | 8 | 12 |
| 鑄 鋼 | 3 | 5 | 8 | 15 |
| 銅および合金 | 5 | 6 | 9 | 15 |
| 木 材 | 7 | 10 | 15 | 20 |

4 はり

曲げ荷重を受ける棒を、はり（梁）という。はりはその支え方によって、一端を固定し他端が自由な片持ばり、両端支持のはり、両端固定のはり、一端固定で他端が支持のはり、3個所以上で支えた連続ばりなどに分けられる。

(1) はりに作用する力とモーメント

2点 R_1 、 R_2 で支えたはりに、上から荷重 W_1 と W_2 が加わったとき、これに合うために支点 R_1 と R_2 に上向きの反力 R_1 と R_2 が生ずる（図3.4 (a) 参照）。釣合いの関係から、次式が得られる。

$$W_1 + W_2 = R_1 + R_2 \dots\dots\dots (3.2)$$

また、モーメントが釣り合うために、 R_1 と R_2 点とについて、次式が成り立つ。

$$W_1 L_1 + W_2 L_2 = R_2 L \dots\dots\dots (3.3)$$

$$W_1(L - L_1) + W_2(L - L_2) = R_1 L \dots\dots\dots (3.4)$$

はりの長さ L と、荷重の位置および大きさ（ L_1 、 L_2 、 W_1 、 W_2 ）が解っていれば、両支点での反力を求めることができる。

力とモーメントの釣り合いは、はりの途中のどこでも成立しなければならない。

図3.4のはりで、 R_1 から x の距離にある断面を考えると、ここでははりの左側について力が釣り合うために、 $F = R_1 - W_1$ の力がせん断力として作用している。また、モーメントの釣り合いのために、この断面では、次式のモーメントが作用する。

$$M = R_1 x - W_1(x - L_1) \dots\dots\dots (3.5)$$

荷重を受けると、はりがたわみ曲がるのは、このようなモーメントが生ずるからで、これを曲げモーメントという。

(2) 曲げ応力

はりが上から荷重を受けて曲がると、上面（曲りの内側）は圧縮され、下面（曲りの外側）は引っ張られる（図3.5参照）。これによって、それぞれ圧縮応力と引張応力が生ずる。この圧縮と引張とは、はりの上面から下面へ次第に変化しているから、その中間に変形なし（従って応力もゼロ）のところがある。これを中立面という。はりの断面が上下対称なら中立面ははり

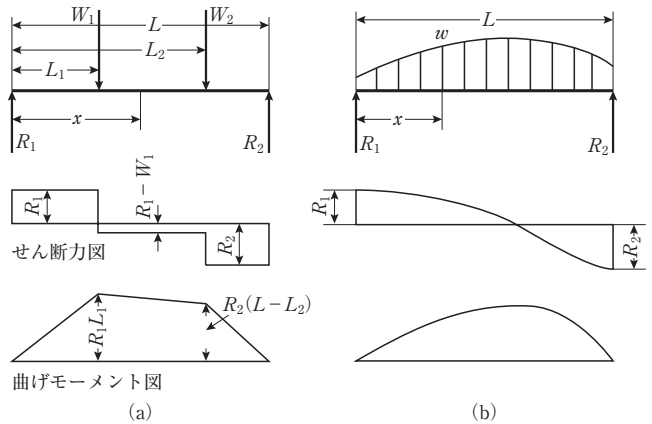


図3.4 支持ばりのせん断力図と曲げモーメント図の例

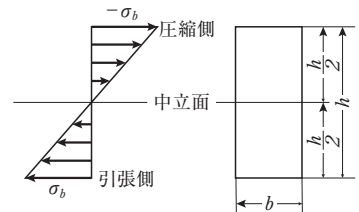


図3.5 はりせん断面の応力分布（はりの高さ h 、幅 b ）

断面の高さの中央を通る。

中立面の上下で、圧縮と引張とで反対方向の応力が断面の各部分に分布して作用し、偶力を形成するから、それを合成したものが曲げモーメントとなる。

(3) はりの強さ・断面係数

図3.5から解るように、曲げモーメントによる応力は、はりの上下面で最も大きい。この応力が材料の耐え得る限界(引張強さまたは圧縮強さ)を超えると、はりは折れる。

同じ曲げモーメントを生ずるのに、中立面から遠いところに作用する力は、近いところに作用する力よりも、効果が大きい。従って、小さい力(面積当りにすれば応力)で大きな曲げモーメントをだすには、中立面から遠い部分の面積が大きいようなはり断面が有利である。はり材として最も多く用いられるH形鋼やI形鋼はその例である。

このように、曲げによって生ずる応力ははりの断面の形状に関する。曲げモーメント M と、はりの上下面に生ずる応力 σ_b (曲げ応力)との関係を

$$\sigma_b = M/Z \dots\dots\dots (3.6)$$

[力/長さ² = (力 × 長さ)/(長さ³)]

と表わすとき、この Z を断面係数といい、断面形状によって決まる。

単純な断面の断面係数の例を、表3.2に示す。 Z が大きい断面のはりは、小さい場合に比べて、同じ曲げモーメントを受けたときの曲げ応力が小さい。

単純な荷重による計算例を、表3.3に示す。

表3.2 単純な断面の断面係数

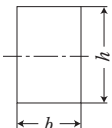
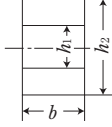
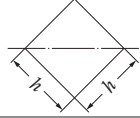
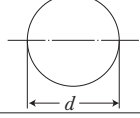
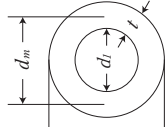
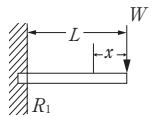
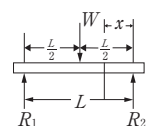
| 断 面 | 断 面 係 数 Z |
|-----------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|
|  | $\frac{1}{6} bh^2$ |
|  | $\frac{1}{6} \frac{b(h_2^3 - h_1^3)}{h_2}$ |
|  | $\frac{\sqrt{2}}{12} h^3$ |
|  | $\frac{\pi}{32} d^3$ |
|  | $\frac{\pi}{32} \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2}$ $\approx 0.8d_m^2t$ (肉が薄いとき) |

表3.3 はりの曲げ応力計算例

| はりの種類 | $M(M_{\max})$ | R_1 | R_2 | F |
|-------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|---------------------|---------------------|---------------|
|  | $M_x = W_x$ $M_{\max} = WL$ | $R_1 = W$ | | W |
|  | $M_x = \frac{W_x}{2}$ $M_{\max} = \frac{WL}{4}$ | $R_1 = \frac{W}{2}$ | $R_2 = \frac{W}{2}$ | $\frac{W}{2}$ |

第2節 工業材料

1 鉄材料

金属材料のうちで、特に重要なのは鉄材料である。不純物をほとんど含まない純鉄は、磁氣的性質や鍛接性に特徴があり、それを生かす用途に用いられるが、最も用途が広いのは、炭素（C）1.7%まで（普通は0.8%まで）を含む炭素鋼と、1.7~6.7%（普通は2~4%）を含む鑄鉄である。

炭素鋼は、圧延、鍛造、鑄造（鑄鋼）によって機械類の素材や部品になる。鑄鉄は、もっぱら鑄造品の素材となる。

(1) 炭素鋼

炭素鋼は、不純物としてマンガンをけい素・りん・いおうなどを含む。りんといおうは鋼の性質を悪くする。圧延材・鍛造品・鑄造品として非常に広く使用される。一般構造用圧延鋼材と機械構造用炭素鋼鋼材の代表的な規格値を、おのおの表3.4および表3.5にあげる。

一般に、炭素含有率が高くなるにつれて、鋼は引張強度が増すが、一方でねばりは少なくなる。しかし、熱処理によって、鋼を強くし、ねばり強いものにすることができる。

① 低炭素鋼（軟鋼）（C 0.3% まで）

圧延・鍛造などの塑性加工がしやすく、溶接性が良いので、一般構造用圧延鋼材や、普通の引抜鋼管、ボルト・ナット、薄板、プレス製品などの材料になる。

② 中炭素鋼（C 0.3~0.6% 以上）

強さとねばりを要求される機械部品に広く用いられる。C 0.45%以上になるとねばりが少なくなるが、強さはさらに増し、また耐摩耗性を大きくすることができる。普通の鑄鋼はこの範囲に属し、切削や鍛造では作りにくい複雑な形状の部品に多く利用される。坑道支保用の鉸山用I形鋼の材料も、この範囲の炭素鋼である。

③ 高炭素鋼（C 0.6% 以上）

耐摩耗性が大きく、レール・車輪タイヤ・工具鋼などに使用する。

表3.4 一般構造用圧延鋼材：JIS G 3101（2015）抜粋

| 種類 | 記号 | 化学成分 [%] | | | | 引張試験 | | |
|----|-------|----------|---------|-------------|-------------|-----------------------------------|------------------------------|--------------|
| | | C | Mn | P | S | 降伏点または耐力* [N/mm ²] | 引張強さ [N/mm ²] | 伸び* [%] |
| 1種 | SS330 | - | - | 0.050 以下 | 0.050 以下 | 175 以上~ 205 以上 | 330 ~ 430 | 21 以上~ 28 以上 |
| 2種 | SS400 | - | - | 〃 | 〃 | 215 以上~ 245 以上 | 400 ~ 510 | 17 以上~ 23 以上 |
| 3種 | SS490 | - | - | 〃 | 〃 | 255 以上~ 285 以上 | 490 ~ 610 | 15 以上~ 21 以上 |
| 4種 | SS540 | 0.30 以下 | 1.60 以下 | 0.040 以下 | 0.040 以下 | 390 以上~ 400 以上 | 540 以上 | 13 以上~ 17 以上 |

注) 記号の数字は引張強さの最小限を示している。 *印：材料または試験片の寸法によって異なる

表3.5 機械構造用炭素鋼鋼材：JIS G 4051（2009）抜粋

| 記号 | 化学成分 [%] | | | | | 標準機械的性質（参考） | | | |
|------|-----------|-----------|-----------|-------------|-------------|-------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------|
| | C | Si | Mn | P | S | 熱処理* | 降伏点 [N/mm ²] | 降伏点 [N/mm ²] | 伸び [%] |
| S10C | 0.08～0.13 | 0.15～0.35 | 0.30～0.60 | 0.030 以下 | 0.035 以下 | N | 206以上 | 314以上 | 33以上 |
| S20C | 0.18～0.23 | 〃 | 〃 | 〃 | 〃 | N | 245以上 | 402以上 | 28以上 |
| | | | | | | H | 284以上 | 471以上 | 25以上 |
| S30C | 0.27～0.33 | 〃 | 0.60～0.90 | 〃 | 〃 | N | 333以上 | 539以上 | 23以上 |
| | | | | | | H | 324以上 | 539以上 | 22以上 |
| S40C | 0.37～0.43 | 〃 | 〃 | 〃 | 〃 | N | 441以上 | 608以上 | 20以上 |
| | | | | | | H | 363以上 | 608以上 | 18以上 |
| S50C | 0.47～0.53 | 〃 | 〃 | 〃 | 〃 | N | 539以上 | 735以上 | 15以上 |

注) 記号の数字はC %の中間値の100倍で、10から58まで、2～3とびに規格ができています。

*Nは焼きなましの状態、Hは焼入・焼もどしの状態

(2) 鋼の熱処理

鋼は、適切な加熱と急冷あるいは徐冷によって、性質をいろいろ改善できる。これを熱処理という、熱処理によって鋼の結晶組織が変化し、性質が変わる。

一般的な熱処理の方法について以下に概説する。加熱冷却には、さらに複雑な各種方法がある。

① 焼ならし

鋼は、圧延・鍛造・鋳造などの加工を受けると、そのままでは内部にひずみが残ったり、もろくなったりする。このような影響を除くため、800℃～950℃に加熱したのち空气中で放冷する処理を焼ならしという。

② 焼なまし

鋼の硬さを下げて軟化するため、800℃～900℃に加熱し、炉内で徐冷する処理をいう。

③ 焼入れ焼戻し

焼入れは、鋼を硬くし強さを増すため、800℃～900℃に加熱し、水や油に入れて急冷する処理をいう。この状態では、硬いが脆くなっているので、硬さを調節し、ねばさを増すため、150℃～200℃に加熱して空气中で放冷するか、あるいは550℃～600℃に加熱して急冷する。この処理を焼戻しという。焼入れ焼戻しはこの両方の処理で鋼の性質を改善する。

④ 表面硬化処理

鋼の機械部品では、軸や歯車などのように表面は硬くて摩耗に強いが、内部はねばり強くて大きな力に耐えることが望ましい場合もある。これに応ずるのが、表面硬化処理である。

最も普通の表面硬化処理は滲炭法である。本法では、低炭素鋼で作った部品を粉状炭素材の中

に埋めて加熱し、表層だけ炭素含有率を高くしてから、適切な温度で焼入れ焼もどしをする。これにより、表層だけに焼きが入り、心は低炭素鋼のねばさを保ったものができる。

表面硬化処理には、このほか、表層に窒素を含ませる窒化法、表面だけを加熱する高周波焼入れ法などがある。

(3) 合金鋼および特殊鋼

炭素鋼に、ニッケル、クロム、マンガン、モリブデン、タングステン、バナジウムなどを加えたものを合金鋼または特殊鋼（特殊用途鋼）といい、種々の優れた性質を持っている。

強靱な鋼のニッケルクロム鋼やニッケルクロムモリブデン鋼、錆ないステンレス鋼（クロム18%とニッケル8%を含む、いわゆる18-8ステンレス鋼はその代表）、高温に耐える耐熱鋼、摩耗に特に強い高マンガン鋼（クラッシュの歯板などに用いる）、切削加工に用いる工具鋼などがある。

(4) 鋳鉄および鋳鋼

炭素1.7~6.7%（普通は2~4%）を含む鉄を、鋳鉄という。鋼に比べもろくて弱いが、溶解温度が低く、溶けると湯の流れがよく、もっぱら鋳物として複雑な形状の鋳物部品に広く用いる。

含まれる炭素の状態によって、破面が白色を呈する白鋳鉄とねずみ色を呈するねずみ鋳鉄がある。白鋳鉄は硬くて加工が難しいので、普通の鋳物はすべてねずみ鋳鉄である。鋳造のとき、急冷すると白鋳鉄になり、徐冷するとねずみ鋳鉄になる。

ねずみ鋳鉄は、圧縮強さが引張強さの3~4倍もあり、耐摩耗性が良好で、切削加工もしやすい特徴を持ち、軸受・シリンダ・ブレーキシュー・機械類のベッドなど用途が広い（表3.6参照）。ねずみ鋳鉄の鋳造過程で、溶湯にマグネシウムなどを加えて強さを増した強じん鋳鉄、合金鋳鉄としてクロムやアルミニウムを加えて酸に強くした耐食鋳鉄、鋳造のとき金型を当てて急冷し白鋳鉄化して硬くしたチルド鋳鉄、白鋳鉄を熱処理し、軟鋼に近い引張強さと伸びを持たせた可鍛鋳鉄などの高級鋳鉄もある。

鋳鋼は、炭素含有率の範囲は炭素鋼とほぼ同じであるが、規格上の規定はない。鋳造したままの状態ではひずみが残るので、一般に焼なましや焼ならしをして使う。いろいろの合金鋳鋼もあり、例えば、高マンガン鋳鋼は衝撃的な摩耗に強く、破碎機や粉碎機の部品に用いる。

表3.6 ねずみ鋳鉄品；JIS G 5501（1995）抜粋

| 種類の記号 | 引張強さ [N/mm ²] | 硬さ [HB] |
|-------|------------------------------|------------|
| FC100 | 100以上 | 201以下 |
| FC150 | 150以上 | 212以下 |
| FC200 | 200以上 | 223以下 |
| FC250 | 250以上 | 241以下 |
| FC300 | 300以上 | 262以下 |
| FC350 | 350以上 | 277以下 |

参考表1 本体付き供試材の機械的性質

| 種類の記号 | 鋳鉄品の肉厚 [mm] | 引張強さ [N/mm ²] |
|-------|----------------|------------------------------|
| FC100 | — | — |
| FC150 | 20以上 40未満 | 120以上 |
| | 40以上 80未満 | 110以上 |
| | 80以上150未満 | 100以上 |
| | 150以上300未満 | 90以上 |
| FC200 | 20以上 40未満 | 170以上 |
| | 40以上 80未満 | 150以上 |
| | 80以上150未満 | 140以上 |
| | 150以上300未満 | 130以上 |
| FC250 | 20以上 40未満 | 210以上 |
| | 40以上 80未満 | 190以上 |
| | 80以上150未満 | 170以上 |
| | 150以上300未満 | 160以上 |
| FC300 | 20以上 40未満 | 250以上 |
| | 40以上 80未満 | 220以上 |
| | 80以上150未満 | 210以上 |
| | 150以上300未満 | 190以上 |
| FC350 | 20以上 40未満 | 290以上 |
| | 40以上 80未満 | 260以上 |
| | 80以上150未満 | 230以上 |
| | 150以上300未満 | 210以上 |

参考表2 実体強度用供試材の機械的性質

| 種類の記号 | 鋳鉄品の肉厚 [mm] | 引張強さ [N/mm ²] |
|-------|----------------|------------------------------|
| FC100 | 2.5以上 10未満* | 120以上 |
| | 10以上 20未満 | 90以上 |
| FC150 | 2.5以上 10未満* | 155以上 |
| | 10以上 20未満 | 130以上 |
| | 20以上 40未満 | 110以上 |
| | 40以上 80未満 | 95以上 |
| FC200 | 80以上150未満 | 80以上 |
| | 2.5以上 10未満* | 205以上 |
| | 10以上 20未満 | 180以上 |
| | 20以上 40未満 | 155以上 |
| FC250 | 40以上 80未満 | 130以上 |
| | 80以上150未満 | 115以上 |
| | 4.0以上 10未満* | 250以上 |
| | 10以上 20未満 | 225以上 |
| FC300 | 20以上 40未満 | 195以上 |
| | 40以上 80未満 | 170以上 |
| | 80以上150未満 | 155以上 |
| | 10以上 20未満 | 270以上 |
| FC350 | 20以上 40未満 | 240以上 |
| | 40以上 80未満 | 210以上 |
| | 80以上150未満 | 195以上 |
| | 10以上 20未満 | 315以上 |
| FC350 | 20以上 40未満 | 280以上 |
| | 40以上 80未満 | 250以上 |
| | 80以上150未満 | 225以上 |

注* 試験片の形状・寸法は、受渡当事者間の協定による

2 非鉄金属材料

鉄以外の金属材料であり、よく用いられる重要な材料は、銅・すず・鉛・亜鉛・アルミニウムとそれらの合金である。主な材料の特性を、表3.7に示す。

(1) 銅および銅合金

① 銅

電気と熱の良導体であり、軟らかくて加工しやすく、耐食性も優れている。電線・電気機器の導体・熱交換器などに使用され、また種々の銅合金の素材となる。

② 黄銅（真ちゅう）

銅と亜鉛の合金で、亜鉛を10～40 %含む。性質は銅に類似し、亜鉛の割合が多いと、引張強さが大きく高温加工に適する。適量のアルミニウム・鉄・マンガン・すずなどを加えた高力黄銅は、引張強さが普通の鋼に劣らず、船用プロペラ・歯車に使用される。

③ 青銅

銅とすずの合金で、亜鉛・鉛・アルミニウムなどを添加したものもある。主に鋳物として利用され、耐食性と硬さが優れ、弁・コックなどに用いる。0.05～0.6 %程度のりんを含むものは、りん青銅と呼ばれ、特に硬さと耐摩耗性に優れ、歯車・軸受・弁・ポンプ部品などに用いる。

(2) 軸受合金

軸受材料は摩擦係数が小で、圧縮荷重に強く、しかも軸の面とよく馴染むことが要求される。これらの条件を満足させるには、比較的軟らかい土台の中に硬い成分が微粒状に分布した組織の合金が良い。土台となる金属により、銅台・すず台・鉛台・亜鉛台などがある。

① 銅台軸受合金

銅にすず10 %程度を加えた青銅（砲金）、2～25 %の鉛を含む鉛青銅がある。鉛青銅は、鉛が多いほど潤滑特性が優れ、高速回転用の軸受に向く。鉛が多い（30～40 %程度）ものに軸受用銅・鉛合金があり、ケルメット軸受と呼ばれ高速高荷重軸受用に使用される。

② ホワイトメタル（すず台または鉛台）

すず台は、銅3～8.5 %、アンチモン5～10 %を含む合金で、一般にバビットメタル（JISではホワイトメタル）と呼ばれ、高荷重高速度軸受用に、最も性能の良い軸受合金の一つとされている。すず5～20 %、アンチモン10～20 %の鉛台のものは、衝撃・振動・高温に対する性能はやや劣るが、すず台合金に比べて安価である。

③ 亜鉛台軸受合金

亜鉛にアルミニウム・銅・マグネシウムを加えたものと、すず・アンチモンなどを加えたものがある。他の軸受合金に比べ安く、加工が容易であるが、摩擦係数は比較的大きい。

表3.7 金属材料の強さおよび比重

| 材 料 | 弾性限界 [N/mm ²] | 降伏点 [N/mm ²] | 引張強さ [N/mm ²] | 比 重 |
|---------------------------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------------|------|
| スウェーデン鋼 | 130 ~ 160 | 180 ~ 260 | 320 ~ 390 | 7.85 |
| 軟 鋼 | 180 ~ 230 | 200 ~ 290 | 360 ~ 440 | 7.85 |
| 硬 鋼 | 270 ~ 310 | 290 ~ | 470 ~ 570 | 7.85 |
| ばね鋼 | 焼入れせず | 490 ~ | 780 ~ 980 | 7.85 |
| | 焼入れ | 740 ~ | 1,270 ~ 1,670 | 7.85 |
| ニッケル鋼 (Ni 2 ~ 3.5 %) | 320 ~ | 370 ~ | 550 ~ 660 | 7.85 |
| 鑄 鋼 | 200 ~ | 210 ~ | 340 ~ 690 | 7.85 |
| 鑄鉄 | 引張り | | 120 ~ 240 | 7.25 |
| | 圧 縮 | | 590 ~ 780 | 7.25 |
| 銅 | 鑄 造 | | 140 ~ 210 | 8.60 |
| | 板 (焼なまし) | | 210 ~ 270 | 8.90 |
| | 線 (引 抜) | | 340 ~ 480 | 8.90 |
| 黄銅 | 鑄 造 | | 150 ~ 230 | 8.60 |
| | 圧 延 (7 ~ 3) (4 ~ 6) | | 320 ~ 590 | 8.60 |
| | | | 340 ~ 650 | 8.60 |
| 青銅 | 鑄造 (焼なまし) | | 200 ~ 320 | 8.60 |
| | 焼入れ | | 210 ~ 430 | 8.60 |
| リン青銅 | 棒, 板, 線 ばね処理 | 540 ~ | 310 ~ 460 | 8.70 |
| | | | 830 | 8.70 |
| アルミニウム | 鑄 造 | | 29 ~ 69 | 2.60 |
| | 板 (焼なまし) | | 69 ~ 120 | 2.72 |
| | 線 (引 抜) | | 88 ~ 230 | 2.72 |
| ジュラルミン (Al 95, Cu 3.5 ~ 4.5 Mn, Mgなど) | 焼なまし | | 98 ~ 130 | 2.80 |
| | 熱処理 | | 170 ~ 270 | 2.80 |
| | 加 工 | | 200 ~ 530 | 2.80 |

(3) アルミニウムおよびアルミニウム合金

アルミニウムの最大の特徴は密度2.7と軽いことである。その合金とともに、近年ますます多く用いられている。

① 純アルミニウム

耐食性・加工性が良く、導電率が高いため、電線をはじめ電気機器に用いられる。強さは低いので、構造用材料には用いられない。

② アルミニウム合金

アルミニウムを主材とし、銅・マグネシウム・けい素などを加え、熱処理を施して、軽くて強いアルミニウム合金が作られている。ジュラルミンはアルミニウムと銅の合金で、さらにマグネシウムや亜鉛を加えたものは高力アルミニウム合金と呼ばれる。耐食アルミニウム合金、耐熱アルミニウム合金は、圧延材・鍛造材・引抜材・押出材にも用いる。

(4) ろう付合金

非鉄金属の合金で、金属材料の接合に用いる。母材より融点が低く、母材とよく合金となって定着することが必要である。

はんだは、ろう付合金の一種で、すずと鉛の合金（すずが20～95 %）で電気機器の配線接続によく用いる。アルミニウム合金を接合するアルミニウムはんだ（すず・亜鉛・カドミウム・アルミニウムなどの合金）もある。これらは融点が低く（180～350℃）、軟ろうと呼ばれる。硬ろうの融解温度は大体500～1,000℃で、組成によって銀ろう・黄銅ろう・アルミニウムろう・洋銀ろうなどがあり、接合すべき材料によって使い分ける。

第3節 潤滑

1 潤滑の目的

機械には軸受があり、そこには適当な潤滑剤を用いて異状なく動くように工夫されている。

潤滑の主目的は、その第1は焼けつきを防ぐこと、第2は摩耗を防ぐこと、そして第3は摩擦損失を少なくすることである。このほか、潤滑には冷却作用や密封・防錆・防じんなどの作用もあるが、これも結局は上記の主目的を達成するためのものである。

第1の点は機械にとっては致命的な問題であり、第2点は機械の精度を失い、高価な機械といえどもその寿命を短くする点において重要である。第3点は、摩擦が発熱の原因となり、軸受の完全潤滑を脅かすという点で重要である。

2 潤滑の機構

(1) 完全潤滑

回転軸と軸受の関係を示す図3.6で、軸が矢の方向に回転すると、軸と軸受の表面に接触した油はその表面に強く吸着して離れず、軸受隙間の狭い方に向う。このため、粘性油膜で完全に隔てられた、いわゆる完全潤滑（粘性潤滑または流体潤滑ともいう）の状態になる。

(2) 境界潤滑

軸受において、原理上いかにそのすべり速度が遅くても、また潤滑油がいかに低粘度のものであっても、その流体に粘性がある以上は、必ず粘性油膜が構成され、軸と軸受との直接接触は生じないはずである。油膜が薄くなって、摩擦面に構成される分子層で数えられる程度の極めて薄い油膜を境界層（境界膜）と呼ぶ。

その性質はほとんど固体と同様で、摩擦の実験では、クーロンの摩擦法則、すなわち摩擦は荷重に比例し速度にはほぼ無関係という現象を呈する。境界層の影響が現われる程度の薄い油膜による潤滑を広く境界潤滑と呼び、また境界層における摩擦を境界摩擦と呼ぶ。

各種摩擦状態のモデルを、図3.7に示す。

実際の軸受では、完全潤滑と思われるものでも、完全潤滑あるいは境界潤滑、乾燥摩擦部分が、常に摩擦面に混在している（図3.8参照）。これらの量的な差異が、摩擦の大小や、軸受温度の高低となって現われる。

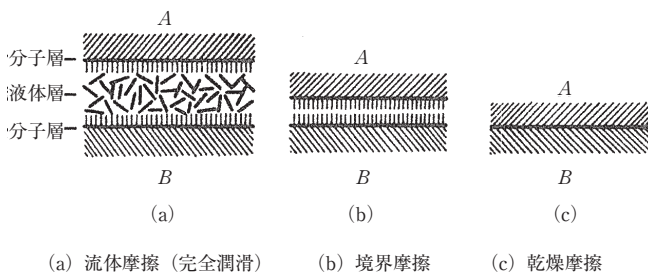


図3.7 幾何学平面における各種摩擦状態のモデル表示

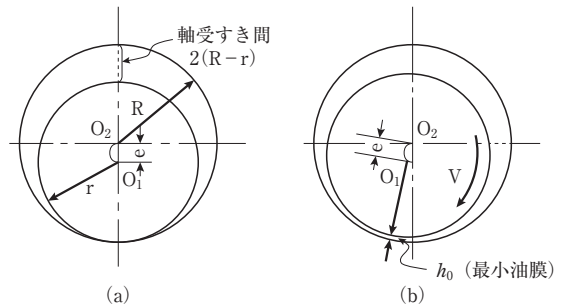


図3.6 軸と軸受の関係位置

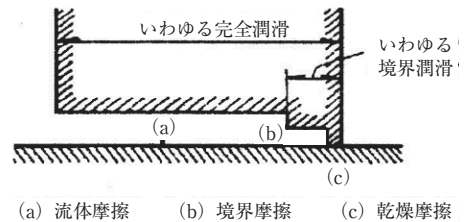


図3.8 普通の摩擦面における潤滑状態のモデル表示

(3) 軸受の焼けつき

軸受が完全潤滑の状態が発生する熱は潤滑油の内部摩擦によるもので、この熱は潤滑油で運び去られるため特に問題ない。しかし、境界摩擦の状態では、熱を運び去るだけの油の流れがないため、摩擦熱はすべて摩擦面に入り、軸受の温度を支配する。軸受の焼けつきの示度は、PV値（ P = 単位面

積当りの軸受荷重 $[kg/cm^2]$ ， $V =$ すべり速度 $[m/s]$ ）である。

軸受の焼けつき現象は，荷重（圧力）それ自体による直接的な油膜の剥離や破断に起因するものでなく，荷重の増加による摩擦熱の増加から，面の温度が上昇し，その結果油膜が熱的に破断し，ついに焼けつきに至るものと考えられる。

潤滑剤の劣化速度は，温度 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上昇するごとに倍加するので，適当な粘度の油を選定することが重要である。

(4) 限界 dn 値

ころがり軸受の潤滑上の使用限界は，限界 dn 値（ $d =$ 軸受内径 $[mm]$ ， $n =$ 回転数 $[rpm]$ ）でほぼ規定できる（表3.8参照）。

表3.8 ころがり軸受の限界 dn （内径 \times 回転数）

| 軸受の形式 | グリース潤滑 | 油 潤 滑 | | |
|-----------|---------|---------|---------|---------|
| | | 油 浴 | 滴下・霧状 | 強 制 |
| 単列ラジアル玉軸受 | 180,000 | 300,000 | 400,000 | 600,000 |
| 自動調心型玉軸受 | 140,000 | 250,000 | 400,000 | |
| アンギュラ型軸受 | 180,000 | 300,000 | 400,000 | 600,000 |
| 円筒ころ軸受 | 150,000 | 300,000 | 400,000 | 600,000 |
| 円すいころ軸受 | 120,000 | 200,000 | 230,000 | 300,000 |
| 球面ころ軸受 | 100,000 | 150,000 | | 250,000 |
| スラスト玉軸受 | 60,000 | 90,000 | 180,000 | 225,000 |

すべり軸受では， μPV 値（ $\mu =$ 摩擦係数）が発熱量を表わす因子となるのに対し，ころがり軸受では，すべり速度すなわち周速に比例する dn （すべり速度を意味する）だけで表わすことができる。

3 潤滑剤の種類

現在，一般に使われている潤滑剤は，潤滑油，グリースおよび固体潤滑剤である。

近時，各種機械の速度・荷重・出力はますます増大し，かつ精度の向上と機械寿命の延長とが要求されている。このため，潤滑剤にはいろいろな添加剤が加えられ，その種類も多い。

(1) 潤滑油

通常，潤滑剤といえば石油系潤滑油を指すが，その主なものを，表3.9に示す。

表3.9 潤滑油の種類および主な用途

| 種 別 | | 主な用途 |
|-----------|------|-------------------------------|
| ダイナモ油 | | 電動機・発電機等高速回転軸受潤滑 |
| マシン油 | | 一般機械軸受, 鉄道車軸 |
| 陸用内燃機関潤滑油 | | 自動車などの内燃機械, 小型空気圧縮機の潤滑, 高荷重軸受 |
| シリンダ油 | | 飽和・加熱蒸気機関シリンダ潤滑 |
| ギア油 | 自動車用 | ハイポイドギア用 |
| | 工業用 | 一般機械の軽荷重・重荷重歯車用 |

(2) グリース

グリースは液状潤滑剤と増ちょう（稠）剤からなり、半固体状または固体状の潤滑剤である。

グリースの種類と特性および主な用途などを、表3.10にあげる。

グリースの硬さをちょう度によって分類し、使用上の目安とする。グリースには、室温でも流動性を示すちょう度000号のものから、ブロック状固形に近いちょう度6号に相当するものまでである（表3.11）

表3.10 グリースの種類と特性および主な用途

| 項目 | 石けん系グリース | | | 非石けん系グリース | |
|----------------|------------------------------------|----------------------|-------------------------------|-------------------|------------------|
| | カルシウムグリース (カップグリース) | リチウムグリース | アルミニウムグリース (モビルグリース) | 無機系 ベントナイトグリース | 有機系 ポリウレアグリース |
| 増 ち ょ う 剤 | 石灰石けん | リチウム石けん | アルミニウム石けん | 有機化ベントナイト | ポリウレア |
| 外 観 | バター状 | 短繊維状～バター状 | 流動状 | バター状 | バター状 |
| 滴点（最高）[℃] | 95程度 | 180程度～200程度 | 85程度 | 250以上 | 250以上 |
| 最高使用可能温度 [℃] | 70～100 | 130～150 | 80 | 150～200 | 150～200 |
| 120℃に過熱した後自然冷却 | 油と石けんが分離する | 変わらない | 液化 | 変わらない | 変わらない |
| 機 械 的 安 定 性 | △～○ | ○～◎ | ×～△ | ○ | ○ |
| 耐 水 性 | ○ | ○ | ○ | △～○ | ◎ |
| 主 な 用 途 | 一般機械の軽～中荷重で低・中速のころがり軸受およびすべり軸受に用いる | 万能グリースといわれ、各種の軸受に用いる | 自動車シャーシ用に、また開放歯車にも用途がある（粘着性大） | ころがり軸受に用いる | ころがり軸受に用いる |

◎…優, ○…良, △…可, ×…不可

表3.11 グリースの使用条件とちょう度の選定；JIS K2220（2013） 参照

| JIS K2220 ちょう度番号 (参考) NLGIちょう度番号 | 000号 | 00号 | 0号 | 1号 | 2号 | 3号 | 4号 | 5号 | 6号 |
|-------------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------------------------|-----------|---------------------|-----------|----------------|----------|
| JIS K2220 混和ちょう度範囲 (参考) ASTMちょう度 | 445 ~ 475 | 400 ~ 430 | 355 ~ 385 | 310 ~ 340 | 265 ~ 295 | 220 ~ 250 | 175 ~ 205 | 130 ~ 160 | 81 ~ 115 |
| (参考) 給油方法 | 集中給油 | 同左 | 同左 | グリースカップ プレッシャーガン 集中給油 | 同左 | グリースカップ プレッシャーガン | 同左 | グリースカップ 手ぬり | 固形のまま供給 |
| (参考) 使用条件 | dn値 | 大 ← → 小 | | | | | | | |
| | 荷重 | 小 ← → 大 | | | | | | | |
| | 温度 | 低 ← → 高 | | | | | | | |

参照)。グリースのちょう度は、①回転速度が大きい（dn値が大きい）ほど、②荷重が小さいほど、③温度が低いほど、ちょう度番号000号の方向の軟らかいものが適当である。

(3) 固体潤滑剤

固体潤滑剤としては、グラファイトが古くから使用されていたが、近年になって二硫化モリブデン、酸化鉛、PTFE（ポリテトラフルオロエチレン）などが急速に発展してきた。これは原子力産業、塑性加工、ガスタービン、ジェットエンジンなど、石油系油はもとより、合成潤滑油でも困難な高温、低温、その他苛酷な用途に対する要求が強くなったためである。

二硫化モリブデンはせん断されやすい層状構造を持っているため、潤滑作用があり、粉末の状態、潤滑油やグリースに懸濁させた状態、さらにはビニール系、エポキシ系などの合成樹脂粘結剤として摩擦面に塗布した状態で使用され、潤滑油では得られない有効な焼付防止または摩耗防止効果が得られている。

第4節 機械の要素

1 溶接

溶接法は融接法、圧接法およびろう付法の3つに大別される。融接法は金属をその溶融温度以上に加熱して、母材同士または外部から供給された溶融金属と融合凝固させる方法である。圧接法は金属を溶融に近い状態において、機械的打撃または圧力を加えて圧着する。

溶接法の種類にはガス溶接、電気溶接法、溶射、テルミット溶接法、ろう付など多くの方法があるが、そのうちガス溶接と電気溶接が工業上最も多く用いられる。

1) ガス溶接

ガス溶接には、酸素に混合して使用するガスの種類によって、酸素水素溶接、酸素アセチレン溶接、酸素ベンジン溶接などがあるが、酸素アセチレン溶接が一般的である。

酸素アセチレン溶接は、約3 mm以下の薄銅板の溶接や一部の特殊銅鉄および銅合金などの非鉄金属溶接など広範な分野で使用される。溶接方法は、吹管と呼ばれる器具でアセチレンガスと酸素を混合し、その高温により、溶接する材料を加熱溶融し、溶接棒を用いて接合する。なお、アセチレンガスの圧力により、高压・中庄・低压の3種に分けられ、低压吹管が最も多く用いられている。

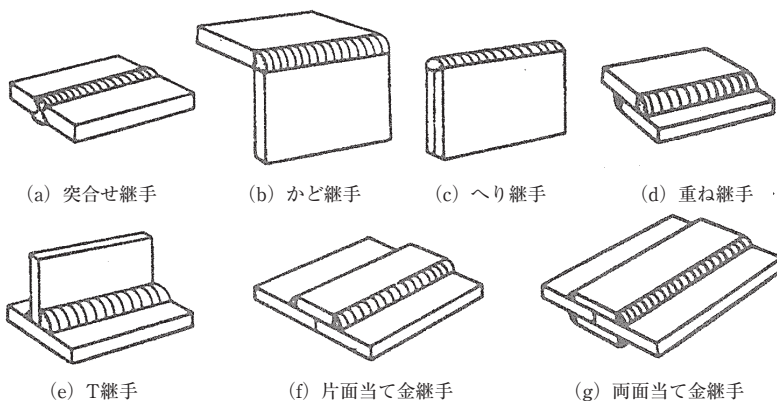


図3.9 溶接継手の種類

2) 電気溶接の種類

電気溶接には、電流の抵抗によって生ずる熱を利用する方法と、電弧の高温を利用する方法がある。

抵抗式電気溶接法 金属と金属との接触面に低压の大量の電流を通ずると、接触面は電気抵抗により局部的に温度が上昇する。このとき両金属を押圧すれば溶接部を溶融させ、あるいは溶融することなく接合することができる。スポット溶接などがこの方式である。

電弧（アーク）溶接法 回路の途中で溶接すべき金属を陽極（+）に、陰極（-）に溶接棒を結び、両者が触れようとするとき発生するアークにより溶接する方法である。銅板や形鋼の溶接分野においては、ガス溶接に比較し、継手の機械的性質および溶接速度その他の点で優れているため、圧力容器、構造物、船舶などに用いる。約1.6 mm以上であれば肉厚に制限はない。溶接棒の種類が継手強度を左右するので、その選択には注意を要する。

3) ろう付法

接合する部材（母材）よりも融点の低い合金（ろう）を溶かして一種の接着剤として用いる事によ

り、母材自体を溶融させずに複数の部材を接合させることができる。ろうを溶かすための手段は、可燃性ガス等を燃焼させたり、電気ヒーターを用いたりして加熱する。ろう付けに用いる合金を硬ろうといい、金属加工の分野では銀の合金を用いた銀ろうが最も多用されている。

4) 溶接継手の種類

溶接部で結合した継手の基本形式は、(a) 突合せ継手、(b) かど継手、(c) へり継手、(d) 重ね継手、(e) T継手、(f) 片面当て金継手、(g) 両面当て金継手の7種である (図3.9参照)。

2 歯車

一軸から他の軸に動力を伝達する方法の1つに、摩擦伝動がある。これは、2つの車を互いに押し付けて、その接触部に生ずるすべり摩擦の抵抗力を利用する。摩擦伝動車は、接触面に生ずるすべりによって、少し大きな動力は確実に伝えることができない。歯車はこの欠点を除き、確実な伝動を得るために伝動車の周囲 (歯車ではピッチ円という) に歯形を付けたもので (図3.10参照)、次のような特徴がある。

- ① 回転を確実に伝達できる。ただし2軸間の距離が比較的短いときに用いる。
- ② 歯車の歯数を変えることによって、回転比を容易に変えられ、その回転比は終始一定である。
- ③ 耐久度が大きい。
- ④ 噛み合う歯車の2軸が平行でなくても、回転を確実に伝達できる。かさ歯車、ねじ歯車、ウォームとウォームギアなどの他、伝動装置や変速装置に広く用いられる。

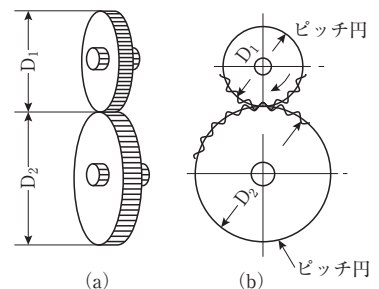


図3.10 歯車の原理

(1) 歯車の種類

歯車には、その形状と噛み合う歯車軸の関係によって、次のような種類がある。

① 平歯車 (スパーギア)

円周面上に軸と平行な直線歯を刻んだものである (図3.11 (a) 参照)。

② はすば歯車 (斜歯歯車：ヘリカルギア)

平歯車の歯を円筒面のつる巻線に沿って刻んだものである (図3.11 (b) 参照)。この歯車の歯は、軸線に対して斜めに刻まれている。この歯車で動力を伝達する場合の2軸の関係は平歯車と同様であるが、平歯車で伝動をなめらかにし、騒音を防ぐには、同時に噛み合う歯数を増すため、多数の小歯にする。ただし、歯の強度は減少する。

はすば歯車は同時に噛み合う歯数を増して、がた付きの傾向を軽減できるので、高速度回転に耐え得る。しかし、歯が振じれているため、回転を伝えるときに軸方向に推力を生じるため、軸受の構造が面倒になる。これを防ぐには、振れ方向が反対の、相等しい傾斜を付けた2個のはすば歯車を合わせた構造にする (図3.11 (c) 参照)。これをやまば歯車 (複はすば歯車) という。

③ かさ（傘）歯車

円すい面上に放射状に歯を備えた歯車で、ちょうど傘を広げたような形状をしている。かさ歯車は回転を伝える軸と、伝えられる軸が平行ではなく、ある角度（普通は 90° が多い）を持つ場合の動力伝達に使用する（図3.11 (f), (g), (h) 参照）。

④ ねじ歯車

はすば歯車と同形であるが、噛み合いの状態は図3.11 (i) に示すようになる。すなわち、はすば歯車と違う点は、噛み合う歯車の両軸が互いにある角度を作っている点で、この角度の相違によって歯形の振れも変わってくるが、実際には 90° の場合が多い。

⑤ ウォームとウォームギア

相互に直角に交わらない一種のねじ歯車である（図3.11 (j), (k) 参照）。ウォームは台形ねじ状をし、普通のねじと同様に2条・3条などに切られる場合がある。これと噛み合う歯数の多い大歯車が、ウォームギアである。動力は必ずウォームからウォームギアへのみ伝える。この特徴から、ウォームとウォームギアは減速比の大きい減速装置に使用される。

⑥ 遊星歯車

噛み合っている1組の歯車において、2つの歯車がそれぞれ回転すると同時に、一方の歯車が他方の歯車軸を中心にして公転するようになっている歯車装置をいう。公転する歯車を遊星歯車 planet gear, 中心の歯車を太陽歯車 sun gearと呼ぶ。

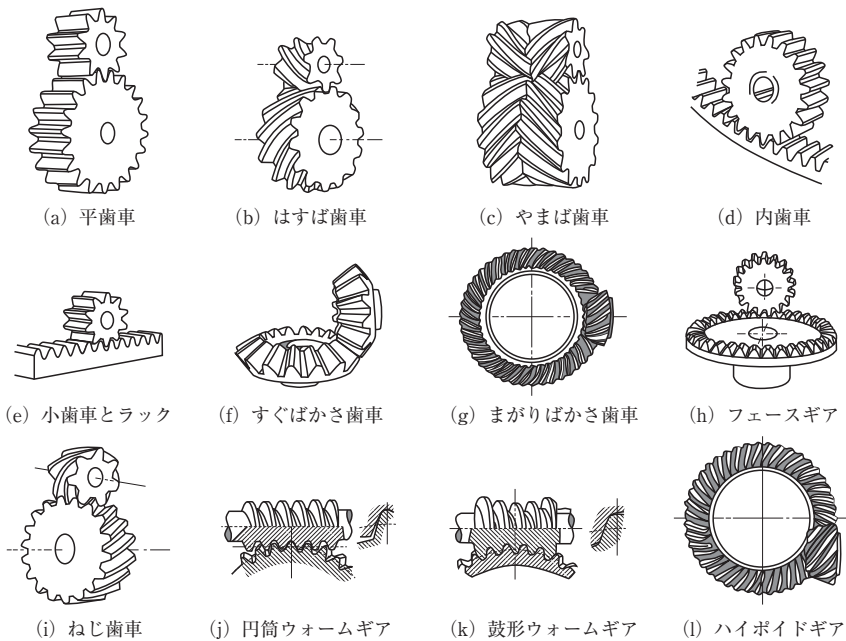


図3.11 歯車の種類

(2) 歯車の回転比

歯車の回転比は、噛み合う各歯車の直径に反比例する。噛み合う一对の歯車において、Aが原動車、Zが従動車を示し、 d ：ピッチ円直径、 i ：回転比、 z ：歯数、 n ：回転数 [rpm] とすれば、次式が成立する。

$$\text{平歯車 } i = \frac{n_Z}{n_A} = \frac{d_A}{d_Z} = \frac{Z_A}{Z_Z} \dots\dots 1\text{段掛歯車装置} \dots\dots\dots (3.7)$$

$$\text{平歯車 } i = \frac{n_Z}{n_A} = \text{各原動車の歯数の積/各従動車の歯数の積} \dots\dots 2\text{段掛歯車装置} \dots\dots (3.8)$$

なお、A歯車とZ歯車の回転方向は、中間軸数が0または偶数のときは反対方向、奇数のときは同方向である。かさ歯車の回転比は、次式のとおりである。

$$i = \frac{n_a}{n_b} = \frac{d_b}{d_a} = \frac{Z_b}{Z_a} \dots\dots\dots (3.9)$$

ただし n_a 、 n_b ：大・小歯車の回転数、 d_a 、 d_b ：大・小歯車のピッチ円の直径、 Z_a 、 Z_b ：大・小歯車の歯数。

各種歯車の回転比の限界を、表3.12に示す。

表3.12 各種歯車の回転比の限界

| 速度別 | 平歯車 | かさ歯車 | やまば歯車 | ウォームとウォームギア |
|-----|-----|------|-------|-------------|
| 低速度 | 1：7 | 1：5 | 1：15 | 1：20 |
| 高速度 | 1：5 | 1：3 | 1：10 | 1：10 |

3 軸受

荷重を受けながら回転する軸を支持する機械部品を軸受、軸が軸受で支持される部分をジャーナルという。ジャーナルと軸受との間で動力の損失を伴う摩擦を生ずるので、軸受においては特に減摩方法および十分な強さを持つことを考慮する必要がある。

軸受は、荷重の作用状態と接触状態から、すべり軸受ところがり軸受に分類することができる。

(1) すべり軸受

1) すべり軸受の種類

軸と軸受が滑り接触をするものであり、ジャーナル軸受（横軸受）とスラスト軸受がある。前者は、荷重が軸心に直角にかかる軸に対して使用し、後者は、立軸受とつば軸受があり、軸心と平行に荷重が掛かる軸に対して使用する（図3.12参照）。

回転する軸を支えるジャーナル軸受の簡単なものは、図3.12Aのように軸受だけを別にして、ボルトにより適当な所に取付ける。

図3.12Bは、それにブッシュをはめるようにしたもので、ブッシュは、軸の回転を滑らかにし、かつ摩耗したときははめ込式で取替えが容易である。このような軸受を単体軸受という。これらは軸を入れるとき横から押込むため、非常に不便である。図3.12CおよびDの軸受は改良形で、穴の部分を上下（上を軸受カバー、下を軸受台という）に2分割し、軸を軸受台に入れてからカバーをして、ボルトで締付ける。この場合にははめこむブッシュも、また上下に2

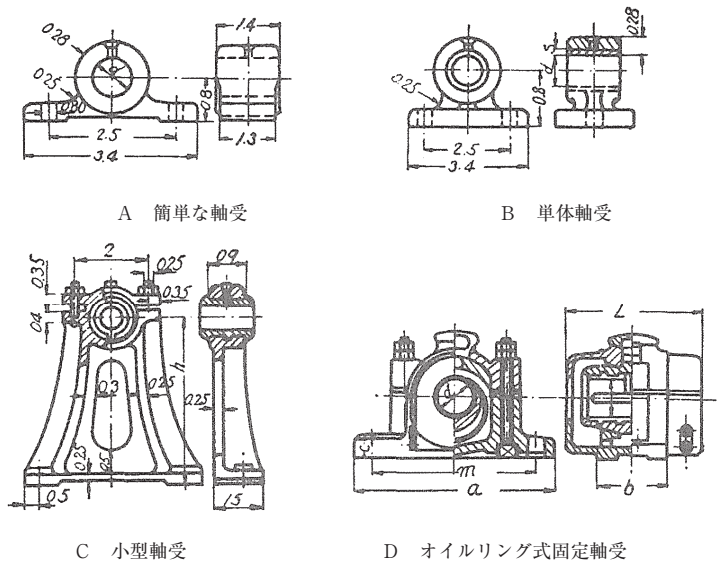


図3.12 すべり軸受の種類と例

分割したものを使うことがある。図3.12Cは一般用小型軸受であり、図3.12Dは大型軸受である。

軸受設計上の注意事項を、次にあげる。

- a) 荷重に対して十分な強さを有し、しかも狂いを生じないようにする。
- b) 軸受の受金は、ジャーナル材料に対して適当な材質のものを用いるようにする。
- c) 摩耗が少ないようにし、摩耗したときは容易に修理あるいは調整できるようにする。
- d) 受金が軸受台などと固定され、軸とともに回転しないようにする。
- e) 軸受圧力およびすべり速度を考慮し、潤滑油および給油方法を適切に選定する。
- f) 給油状態が常に良好となるようにする。
- g) 軸受の摩耗熱を放散して、一定温度（ $50^{\circ}\sim 60^{\circ}\text{C}$ ）以下に保つようにする。
- h) 軸心と軸受心とが完全に一致し、しかも組立・取扱いが容易であるようにする。

2) 受 金

① 受金の材料

一般に受金とジャーナルとは異なった材質がよい。ジャーナルは鋼であるから、受金は鋼以外で、ジャーナルより軟かく、かつ摩耗に耐え、相当の強さがある材料を必要とする。普通鑄鉄・青銅・ホワイトメタルなどをよく用いる。

鑄鉄を用いる場合 起重機などのように低速度のものに用いる。この受金の許容圧力は $p = 2.5\sim 3.0\text{ MPa}$ を普通とする。

青銅を用いる場合 青銅は鑄鉄より高価であるが最も多く使用される。衝撃によく耐え摩擦も少なく、 $p = 5\text{ MPa}$ くらいまで許される。

ホワイトメタルを用いる場合 ホワイトメタルは熱伝導率が良く、摩擦も少なく、かつ修理が容

易であるから、受金としての適性は高い。しかし、それ自身は強度が低いため青銅・鋳鉄または鋳鋼の受金の裏張りとして使用することが多い。また、過熱して溶けて流れ出しても軸を損傷しない。従って $p = 6 \sim 9 \text{ MPa}$ が許容される。

② 受金の形状

軸受に受金を用いるのは摩擦を少なくし、摩耗した場合に取替えられるからである。簡単な受金には、一体の円筒形に作り、軸受本体に固定するものがある。ただし、製作費は安いがまったく調整が利かないので、普通、受金は分割する。青銅製受金を、図3.13に示す。受金の油みぞはジャーナルの回転速度が遅い場合には、その合わせ目の角を削り落し、この落とし角が油みぞ内の油のまわりをよくするための油道となるようにする。油みぞの切り方は、一般に図に示すものが用いられている。

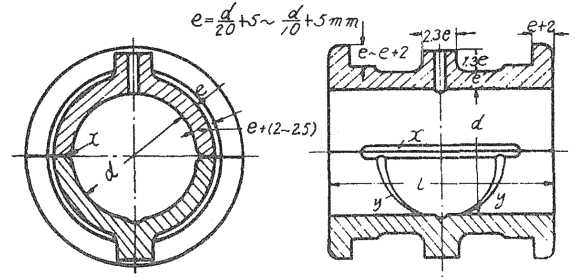


図3.13 青銅製軸受金の例

3) スラスト軸受

① 立軸受 (ピボット軸受)

垂直軸の底部を支持する軸受でジャーナルが軸端にあつて、縦推力に抵抗させるもので、外力は軸の中心線と同じ方向に作用する。立軸受の下端は、平または皿形に作り、青銅または鋼製の円盤で受ける。立軸受の一例を、図3.14に示す。

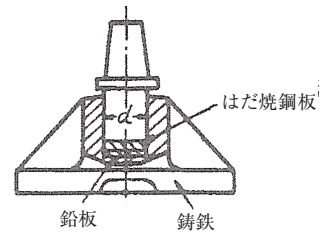


図3.14 簡単な立軸受の例

(2) ころがり軸受

軸と軸受の間に、玉あるいはころを入れて、ころがり接触としたもの。前者を玉軸受、後者をころ軸受という。面で接触するすべり軸受に比べ、摩擦はほとんどなく、大部分が回転摩擦で、摩擦仕事はすべり軸受の約15%にすぎない。そのため、機械の効率は著しく高い。

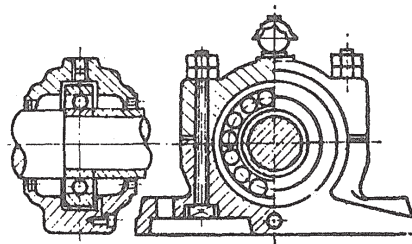


図3.15 ラジアル玉軸受の例

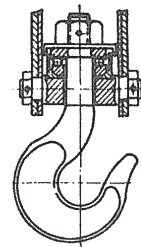


図3.16 スラスト玉軸受の使用例

ころがり軸受では、内輪 (内レース) を軸に、外輪 (外レース) を軸受に固定すれば、ころがり接触により、転動体が軸の荷重を支持する。この場合、転動体が互いに触れて、ころび出るのを防ぐために、保持器 (ケージ) を用いる。ころがり軸受は、ラジアル軸受 (軸線に直角な荷重を受ける) とスラスト軸受 (荷重を軸方向に受ける) に分類できる (図3.15, 図3.16参照)。

(3) 軸受に対する注意

- a) 軸受は普通運転状態時の温度を確認しておき、温度の異状上昇時に備える。
- b) 重要機械の軸受には温度計を取付け、その温度を正確に検視する。
- c) 給油の状態に注意し常に適量とする。オイルリング式ではリングの回転状態に特に注意する。
- d) 潤滑油は軸受の種類または使用個所によって適度に入れ替える。
- e) 軸受は、はなはだしく摩耗する前に、修理するか取り替える。
- f) 軸受取り付け各部を調べ、緩んでいる個所は増し締めをする。
- g) 軸受振動の有無を検査し、振動の激しいものは原因を追究し、取付け方法などを変更する。

4 ベルトとチェーン伝動

(1) 平ベルト伝動

2個のベルト車へ帯状のベルトを巻掛けて、ベルト車とベルトとの間の摩擦によって動力を伝える装置である（図3.17参照）。2軸間の距離が大きく、若干のすべりが許容できる場合に用いる。最近では、OA機器や自動化機器などの精密回転伝達用にも用いられている。

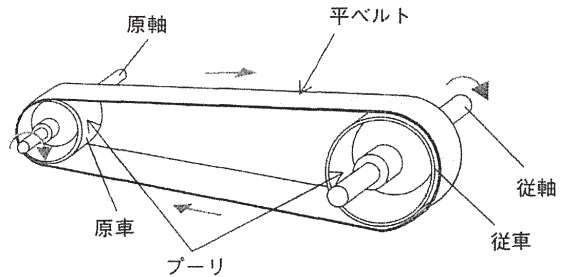


図3.17 平ベルト伝動

① ベルトの掛け方と速度

ベルトの掛け方には、2軸を同方向へ回転させるオープン（けさ掛け）、2軸を反対方向へ回転させるクロス（たすき掛け）の2方式がある（図3.18参照）。ベルトの速度があまり速いと波動や脱落が起こりやすいので、速度は約20 m/sとされる。

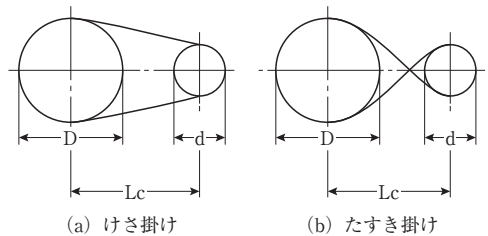


図3.18 ベルト車の軸間距離

② ベルト

ベルトの材料は旧来、皮・木綿・ゴムなどで、牛皮をなめして2~3枚重ねたもの、木綿（ベルトの強さ35~51 MPa）にゴムを浸み込ませたゴムベルトなどを使用された。他にも合成繊維やプラスチックの利用が進んでいる。

③ ベルトとベルト車に関する原理的な計算例

a) ベルト掛け軸の回転比と直径

ベルト車とベルト間の摩擦が十分で滑りがないと仮定すれば、両車の円周速度は等しい。図3.18で、 D ：原動ベルト車の直径 [mm]、 N ：原動ベルト車の毎分回転数、 d ：従動ベルト車の直径 [mm]、 n ：従動ベルト車の毎分回転数、 t ：ベルトの厚さ [mm] とすれば、次式となる。

$$1\text{段変速の回転比 } i = \frac{n}{N} = \frac{D}{d} \dots\dots\dots (3.10)$$

ただし、ベルトの厚さを考慮し、またすべりを3%とすれば、次式となる。

$$i = \frac{n}{N} = \frac{0.97(D+t)}{(d+t)} \dots\dots\dots (3.11)$$

すべりが3%を超えると、摩擦熱のためベルトが損傷する恐れがある。普通、ベルト車の回転比 N_2/N_1 は1:6以下とし、それ以上の場合は2段または3段にベルトを掛ける。

b) ベルトの長さおよびベルト車の軸間距離

ベルトの長さを求める実用式には次式を用いる。

$$L \cong \frac{1}{2} \pi (D+d) + 2L_c \frac{(D-d)^2}{4L_c} \dots\dots\text{けさ掛け (オープン)} \dots\dots (3.12)$$

$$L \cong \frac{1}{2} \pi (D+d) + 2L_c \frac{(D+d)^2}{4L_c} \dots\dots\text{たすき掛け (クロス)} \dots\dots (3.13)$$

ただし、 L : ベルトの長さ [mm], L_c : 軸間距離 [mm] とする。普通 L_c は10 m以内とし、けさ掛けでは大ベルト車の直径 D の4倍以上、たすき掛けではベルト幅の20倍以上とする。

(2) Vベルト伝動

Vベルトは、台形断面のロープを、V形みぞのある平行2軸間のVベルト車上にかけて使用する (図3.19および表3.13参照)。

平ベルトに比べ、次のような特徴がある。

- ① 比較的小さな張力で大きな力を伝動できる。
- ② 衝撃が少なく、回転が静かである。

ベルト速度は、15 m/sくらいが最もよい。あまり高速度には適さず、約22 m/sで最大伝達馬力となる。回転比は7~10まで取れる。

(3) チェーン伝動

チェーンを鎖歯車にかけて動力を伝達する装置を鎖伝動装置という。チェーンは長さを伸縮できる特徴があり、ベルトに比べて伸びやすべり損失が少なく寿命も長い。チェーン伝動は、その用途から伝動用、荷あげ用、運搬用の3種に区別できる。伝動用にはローラチェーンが一般に使用されている。ローラチェーンの使用速度は、5 m/s以下 (2~3 m/sが最も具合がよい) で、最大約7 m/sである。

軸間隔が少なく、しかも歯車が使用困難な場合の伝動用にも用いられる。

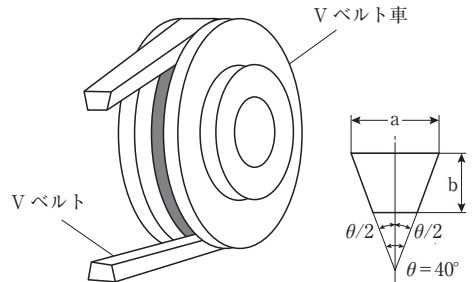


図3.19 Vベルト伝動

表3.13 Vベルトの種類と寸法 [mm]

| 形別 | a | b |
|----|------|------|
| M | 10.0 | 5.5 |
| A | 12.5 | 9.0 |
| B | 16.5 | 11.0 |
| C | 22.0 | 14.0 |
| D | 31.5 | 19.0 |
| E | 38.0 | 25.5 |

5 滑 車

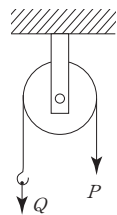
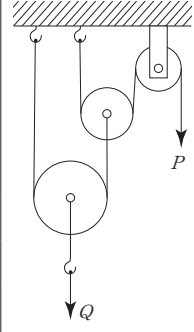
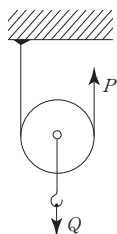
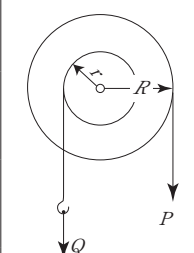
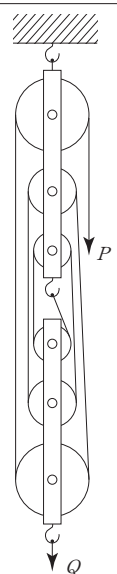
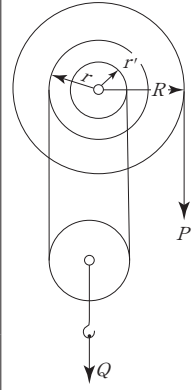
滑車は、ロープによる力の伝達の方向を変え、また力の伝達の倍率を変えるのに、広く利用される。その例を、表3.14に示す。揚力比は、ロープの一端に加えた力 P に対するロープの他端または滑車に吊した荷重 Q の倍率である。ロープに加えた力は、摩擦を無視すればロープの全長に同じ大きさで伝わるので、力またはモーメントのつり合いの関係から、揚力比を知ることができる。

滑車を通したロープの端を引くと、荷重が引き上げられる。その動きは、ロープを引いた動きを、揚力比で割った値になる。これは、エネルギーと仕事の関係からも理解できる。

例えば表3.14の動滑車で、ロープの端を力 P で長さ a だけ引っ張ると、荷重 Q は $a/2$ だけ引き上げられる。そして、 $Q = 2P$ であるから、ロープを引っ張る仕事 $P a =$ 荷重を引き上げる仕事 $Q \cdot a/2 = 2P \cdot a/2 = P a$ という関係になっている。この仕事は、荷重の位置のエネルギーを $Q \cdot a/2 = P a$ だけ増すことに費やされる。

このように滑車を用いれば、小さな力で、動きは小さくなるが大きな力を発揮できる。

表3.14 滑車の揚力比

| 構 造 | 名 称 | 構 造 | 名 称 |
|------------------------------------------------------------------------------------|---------------|--------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| | 揚力比 Q/P | | 揚力比 Q/P |
|  | 定滑車 |  | ろくろ滑車数 n 個 |
| | 1 | | |
|  | 動滑車 |  | 段滑車 |
| | 2 | | |
|  | ろくろ滑車数 $2n$ 個 |  | 差動滑車 |
| | $2n$ | | |

第5節 設備保全

1 設備保全の意義

一般に、製造企業活動の究極的な狙いは、設備を使って生産活動を行い利益を得ることにあるのは論を待たない。そのため、生産活動においては、「故障ゼロ、不良ゼロ、災害ゼロの3つのゼロ達成」が狙いになる。今や災害ゼロは目標化され現実的なものになっており、故障ゼロも決して不可能なことではない。

この故障ゼロを達成するには、重複小集団活動を含む全員参加による生産活動を通じて「人と設備の体質改善による企業の体質改善」を果たす必要がある。因みに、人の問題は、「私生産する（作る）人、あなた直す人」といった分業の思想から来る無関心さ、「壊れたら後で直せばよい」といった事後保全の考え方などが挙げられる。

また、設備の問題では、設計・製作の悪さや手入れ不足から来る故障・不良の多発による設備総合効率の劣悪さなどが挙げられる。

鉱山保安における災害ゼロへの体質改善・実践と共通する部分も多い。設備の一生は、その設備が工場・鉱山内に導入され据付試運転を行ったときに始まり、劣化によって経済的にその役を果たし得なくなり、置換されたときに終る。このような設備の一生を世話するのが設備管理である。

この設備管理の業務を大別すると、①設備の新設、②修理（収益力の復帰）、③改造（保全上からする収益力の増加）、④更新（老朽化に基く更新）になる。

設備は使用してはじめて企業・使用者に利益をもたらす。一般に設備は使用しなくても費用がかかる。操業度の低い設備は、収益よりも費用の方が大きく、かえって損失をもたらすことになる。しかし一方操業度を高めれば、設備の劣化が早くなり、これをくい止めようとする努力が設備保全（以下単に保全という場合がある）といわれるものである。

保全により故障ゼロを達成しようとするときの基本のひとつに、「故障する前にその前兆を予知して事前整備で故障の未然防止を図っていこう」とする予防保全（PM：Preventive Maintenance）がある。この狭義のPMをより具体的には、「強制劣化をなくし、自然劣化の状態にしながら劣化の状態を測定し、それがあがる程度以上になれば復元することを徹底する」と表現することができ、この実践が肝要である。

2 PMの意味と保全方式

1950年代にアメリカから初めてPM（予防保全）が導入され、以来、PM（予防保全）→TBM（定期保全）→CBM（予知保全）と変遷してきている。現在の主流はCBMといわれているが、必ずしもすべてがCBMではなく、各方式を使い分けている。

4つの保全方式に加えて、PMをさらに3つに分けて、合わせて6つ手段がある。これら手段とその特徴は次のとおりである。

(1) 予防保全：PM (Preventive Maintenance)

設備の予防医学ともいえる。設備の健康状態を維持し、病気（故障）にならないように、劣化防止のための日常保全。定期検査。設備診断。劣化回復のための整備を行う。やり方により次の3つに分類される。

1) 定期保全：TBM (TimeBased Maintenance)

その設備の劣化にもっとも比例するパラメータ（生産台数、トン数、使用日数など）で修理周期を決め、周期まで使用したら無条件で修理を行う。

長所：点検などの保全工数がかからない。故障も少ない。

短所：オーバメンテナンスとなり、修理費が大きくなる。

2) 予知保全：CBM (Condition Based Maintenance)

設備の劣化状態を、各測定データとその解析によって定常または定期的に把握し、劣化を示す値があらかじめ定めた劣化基準値に達したら修理を行う。

長所：TBMの短所であるオーバメンテナンスを防止できる。

短所：設備診断や監視システムのためのコストがかかる。

PM（予防保全）のうち主要な手段である定期保全と予知保全について、図3.20に図示する。

3) オーバーホール：IR (Inspection and Repair)

設備を定期的に分解・点検し、その時点で良否を判断して不良のものは取り替える。主要生産設備

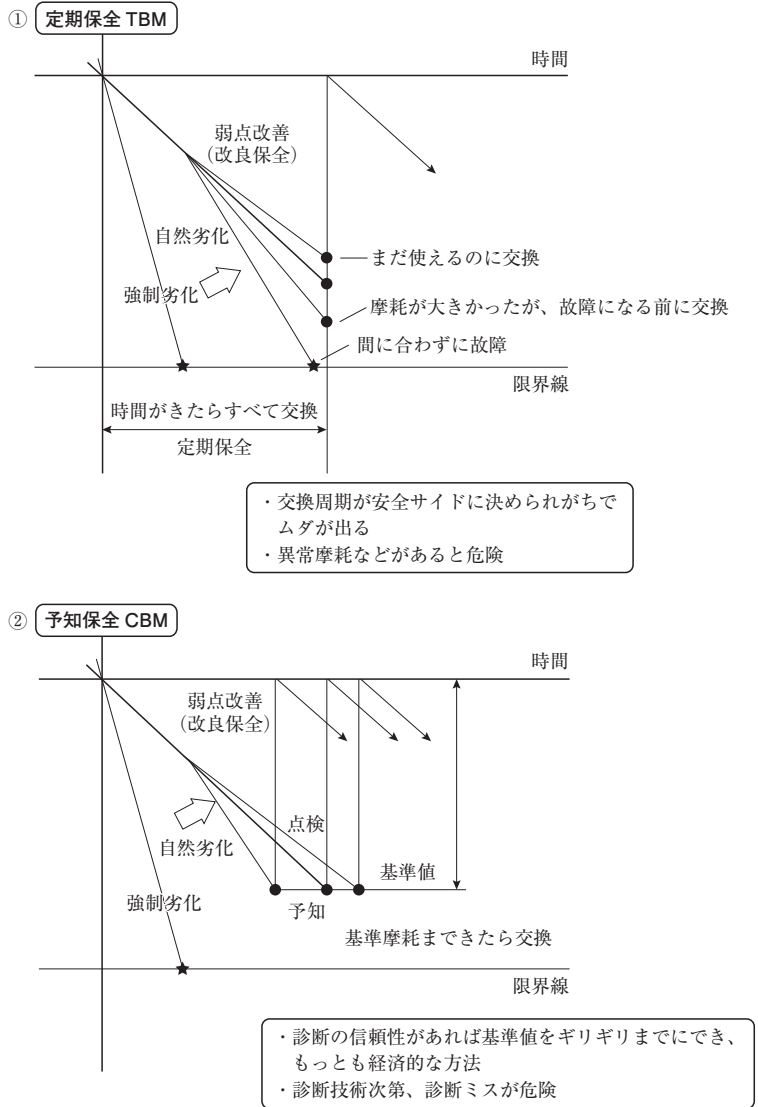


図3.20 PMと定期保全・予知保全

などで比較的広く実践されている手段である。

長所・短所：CBMとTBMの中間的性格を持つ。生産調整や予備機が必要になる。

(2) 事後保全：BM (Breakdown Maintenance)

点検・定期交換をまったくやらず、設備が故障（機能停止）してから復旧工事をやる。原則的には、事前に予測できるものを対象にする。

長所：寿命まで使うことになるので、二次故障がなければ最も経済的である。

短所：設備が多くなると故障が多くなり、生産に支障をきたす。

(3) 改良保全：CM (Corrective Maintenance)

設備の保全性・信頼性を向上させるための改善，故障の再発防止，寿命延長，保全時間短縮，生産性向上のための改良など広範囲の設備改善を含む。

(4) 保全予防：MP (Maintenance Prevention)

保全性・自主保全性などを新しい設備づくりに反映させる活動である。特に，改良保全情報が良質である。また新設に限らず，設備改造の機会もチャンスととらえて実践する。

オリジナルのPMの概念では，S（セーフティー），M（モラル）を高めるには，従業員の利益を増すと同時に，設備能力を高めて生産の損失を減らし生産の収入を増して企業の利益を増すことが大切である，とされている。

同時に，これらはいずれも，P（プロダクティビティ），Q（クオリティ），C（コスト），D（デリバリー）の問題である。生産を増して売上を増やすか，設備や人員を少なくする；もっと高く売れるもの，もっと多く売れるものを作る；不良品を減らし歩留や原単位を下げる；生産速度を安定させて仕掛品を減らし，納期遅れをなくす；などがこれである。これらはすべて保全費用と合わせて考えなければならない。

さらに，設備各部の寿命を延ばすことによって故障頻度を少なくする，適切な材料を選び単位使用時間当りの保全材料費を下げる，能率向上によって労務費を少なくする，貢献度を考慮しながら経費を減らす，設備およびその部品を標準化・規格化して保全をしやすくする，などによって保全費用を

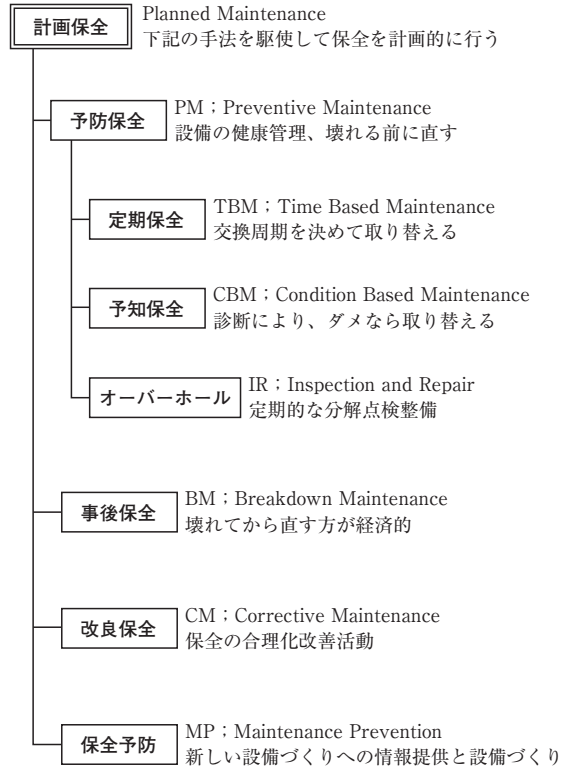


図3.21 計画保全と手段

下げることは、大きな意義がある。これらを実現できるようにする保全がPMである。

3 故障低減活動（故障ゼロ化活動）と計画保全

6つの保全方式を手段として計画的に故障ゼロを達成しようと図るとき、これを「計画保全」と呼ぶ（図3.21参照）。一般装置産業で、「不良ゼロ」を目標に設備保全を進めるとき、これを従来のPMを発展させたTPM（Total Productive/Preventive Maintenance）と呼ぶのと同義である。

(1) 計画保全の進め方

計画保全の進め方は、まず故障の低減活動から入り、徐々に予防保全体制を指向するのがよいとされている。

計画保全体制づくりのイメージを、図3.22に示す。

(2) 前提になる考え方

計画保全体制づくりのスタートは、設備の徹底的な復元改造活動により、設備故障をなくし、突発的な設備の故障をゼロにすることから始める。そのためには、（製造）生産・保全部門が協力し合って以下の活動を展開することである。

製造（生産）部門

- ① 自主保全活動を通じ、徹底して設備の復元改善を進める。
- ② 設備に強いオペレータを育成し、設備の日常管理を徹底することである。

保全部門 次の進め方で故障ゼロを実現する。

- ① 強制劣化要因を洗い出し、復元・改善する（寿命延長1）。
- ② さらに必要な箇所を、改良保全で固有の寿命を延ばす（寿命延長2）。
- ③ 施設の機能部位・部品の自然劣化パターンを研究する。
- ④ 予防保全に入り、まず定期保全を実施する。
- ⑤ さらに寿命のバラツキのある箇所に予知保全を行い、劣化を基準値以内で管理して故障ゼロを維持する。これらのアプローチを図3.23に示す。

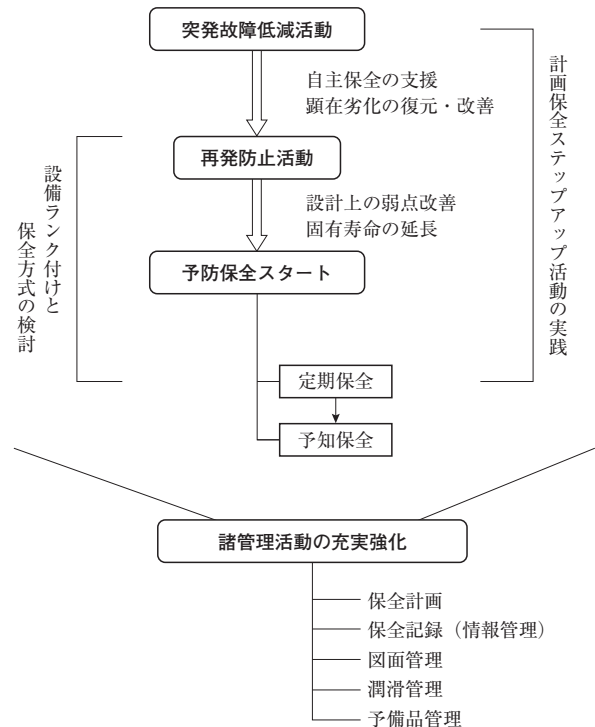


図3.22 計画保全体制づくり

4 保全部位と保全方式選択

(1) 故障ゼロへのアプローチ

思想的な面での故障ゼロは、「保全」や「予防」の思想の上に成り立っている。しかし、故障ゼロを実現するための活動には、いろいろなアプローチがある。ここでは、機能部位の劣化をどう把握し、それをどんなパラメータで捉えて測定するかをポイントに、その手順を紹介する。

- ① ステップ 1：強制劣化要因を洗い出し、復元・改善する。

自然劣化のみが進行するような設備環境条件を整える。つまり、強制劣化要因の排除、放置された劣化の復元・改善である。

ポイント：清掃による不具合の摘出改善，発生源対策，微欠陥の摘出。改善，基本条件の整備，使用条件の明確化と遵守

- ② ステップ 2：設備の固有寿命を延長する。

いくら劣化の復元改善を図っても、もともと設計的に弱点をもったものは、それ相当の改良保全を施す必要がある。この判断は、保全の周期や寿命のバラツキから判断できる。

ポイント：設計上の弱点の改善，耐摩耗性・強度・じん性などより高い性能の確保，動作ストレスの軽減対策

- ③ ステップ 3：自然劣化のパターンを探求する。

保全の対象となる部位は、原則として時間とともに何らかの機能劣化が起こるものでなければならない。すべての機能部位、つまりストレスを受けているものは、常に何らかの時系列的な変化があるはずである。

ポイント：時間とともに変化する劣化パターンの探求，劣化の物理的解析，劣化度測定による劣化と品質の関係の把握

- ④ ステップ 4：パラメータを探索する。

劣化のパターンが認識されたら、その変化をどんなパラメータで、具体的にはどんな物理量で測定するかが次の段階となる。このステップが診断技術を必要とする。ここでは、あらゆるセンサと診断装置が活躍する場となる。

ポイント：劣化パターンからパラメータを選定，パラメータから測定方法を選択，劣化がどういふ形態の物理量になって現れるか（変位，寸法変化，動作による振動，消費電流，

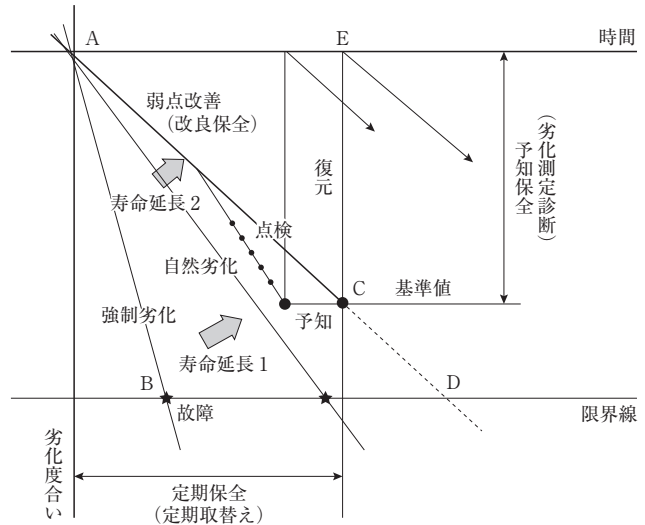


図3.23 故障ゼロの考え方とアプローチ

電力・温度・圧力・磁気など)

⑤ ステップ5：予知保全を実施する。

定期保全でも故障ゼロは守れるが、極限寿命をベースとした保全を追及する場合は、保全の基本は予知保全となる。

ポイント：簡易診断による傾向管理，変化点を捉えた精密診断，適切な診断技術の適用と開発，
計画的な復元整備

(2) 設備の重要度ランク付け

設備の重要度は、工場・鉱山設備全体に対し、その設備が生産（生産量、品質）にどのような影響をどの程度与えるのか、また、故障の際の、設備自体の被害規模などを考慮して、その会社・企業が決めべきである。

一般には、まず、重要度選択のポイントを次のような6つの評価観点で区分し、それぞれ表3.15のような評価基準をもとにして点数評価を行う。次いで、表3.16のように、総合点数の大きさに応じてS・A・B・Cランクなどのランク付けを行い、それぞれに対応した保全を実施する。

- 生産量（負荷状況，代替機の有無）：P
- 品質に与える影響：Q
- コストに与える影響：C
- 納期と設備被害に与える影響：D
- 安全性：S
- モラル：M

(3) 保全方式の選択

一般に、設備は重要度によってランク付けされ、それに合った保全方式を選択する。そのためには、保全方式を適用する設備の保全部位の具体的な選択が必要になる。

保全部位は本来、設備の設計・製作段階で明らかにされるべきものであるが、しかし現実には、生産設備などではその使用段階で、幾多の故障修理の経験を経て見つけ出すケースが一般的である。

設備の保全部位が決まると、その部位に対しどんなやり方で保全するかという保全方式の選択を行う。その際、配慮すべき2つの大きなファクタは、①その設備の重要度、②劣化がどんな要因により規定されているかである。

劣化要因については、その設備の劣化速度があるパラメータ（時間・生産量・作動回数など）に比例するかしないかということが重要である。比例すればTBM（定期保全）、比例しなければCBM（予知保全）かIR（オーバーホール）という方式になる。実際には、上記の2つのファクタを組み合わせで選択すべきである。この決め方は、相当の経験と設備についての知識が必要であり、設備保全の課題であるといえよう。

劣化要因を重視した場合の保全方式選定フローチャートの例を、図3.24に示す。また、劣化パターンと診断の概念を図3.25に示す。

表3.15 重点設備の考え方と保全方式のための重要度評価例

| 課題観点 | 評価のポイント | 評価例 |
|-------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| P (生産) から見て | <ul style="list-style-type: none"> ・ 予備のない設備 ・ 故障の多い設備 ・ 故障による生産減が大きい設備 ・ 同業他社に比べて生産性の低い設備 ・ アウトプット変動の大きい設備 | (点数) <ul style="list-style-type: none"> ・ 停止すると全プラントが停止。……5 ・ 停止すると減産運転に至る。……3 ・ 停止しても生産に影響がない。……0 |
| Q (品質) から見て | <ul style="list-style-type: none"> ・ 品質に大きな影響のある設備 ・ 品質変動の大きな設備 ・ 故障により品質変動の生じる設備 | <ul style="list-style-type: none"> ・ トラブルは品質に大きく影響。……5 ・ トラブルは品質に影響。……3 ・ トラブルは品質に影響を与えない。…0 |
| C (コスト) から見て | <ul style="list-style-type: none"> ・ 高価な原料を投入する設備 ・ 人手を多く要する設備 ・ 電力・熱などを多く費やす設備 ・ 故障による原単位損失の大きい設備 | 安全影響度： <ul style="list-style-type: none"> ・ 突発故障の修理コストが大きい。……5 ・ 突発故障の修理コストは中程度。……3 ・ 突発故障の修理コストは問題ない。…0 |
| D (納期) から見て | <ul style="list-style-type: none"> ・ 多種類の設備がかかわる設備 ・ 最終工程に近い設備 ・ 生産タイミングが問題になる設備 ・ 故障が全体生産を遅らせる設備 | 安全保全： <ul style="list-style-type: none"> ・ 可燃性/有害性の危険性あり。……5 ・ 故障による人的災害の可能性あり。…3 ・ 危険性・2次的トラブルはない。……0 |
| S (安全・環境) から見て | <ul style="list-style-type: none"> ・ 安全設備 ・ 空調設備 | 使用年数： <ul style="list-style-type: none"> ・ 20年以上経過……5 ・ 10年以上20年未満経過……3 ・ 10年以内……0 |
| M (モラル) から見て | <ul style="list-style-type: none"> ・ 公害関連設備 ・ その他故障により環境悪化する設備 | など・・・ |

表3.16 設備の重要度区分と適用保全方式例

| 重要度区分 | 最重要設備 (Sランク) | 重要設備 (Aランク) | PM設備 (Bランク) | BM設備 (Cランク) |
|-------|-----------------|----------------|----------------|----------------|
| 評価点合計 | 〇〇点以上 | 〇〇～〇〇点 | 〇〇～〇〇点 | 〇〇～〇〇点 |

このランクごとに、例えば、

- ① Sランク設備：高級CBM（常時監視装置をつける）システム
- ② Aランク設備：中級CBM（定期的簡易診断＋精密診断）システム
- ③ Bランク設備：（時間基準）予防保全（TBM）システム
- ④ Cランク設備：事後保全（BM）システム

といったように、採用すべき保全方式を選択する（多くの企業ではこのような手順で選択している）

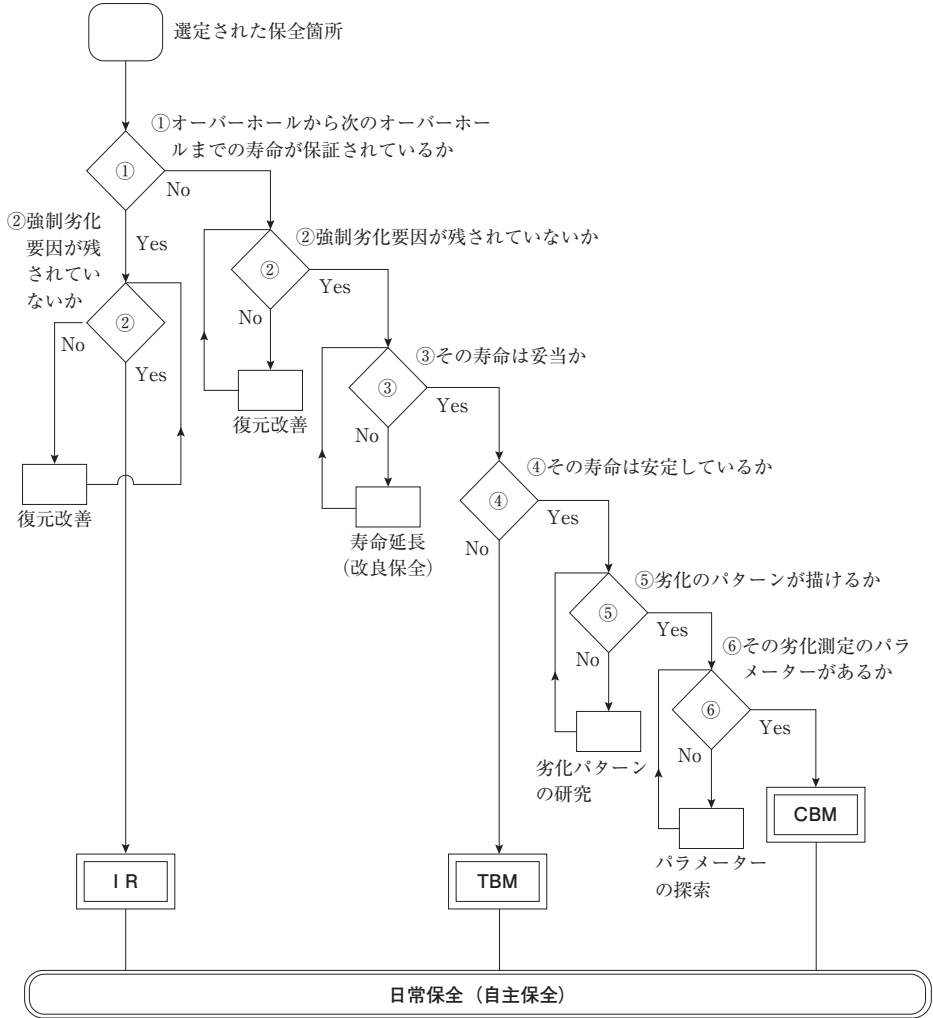


図3.24 保全方式選定フローチャート例

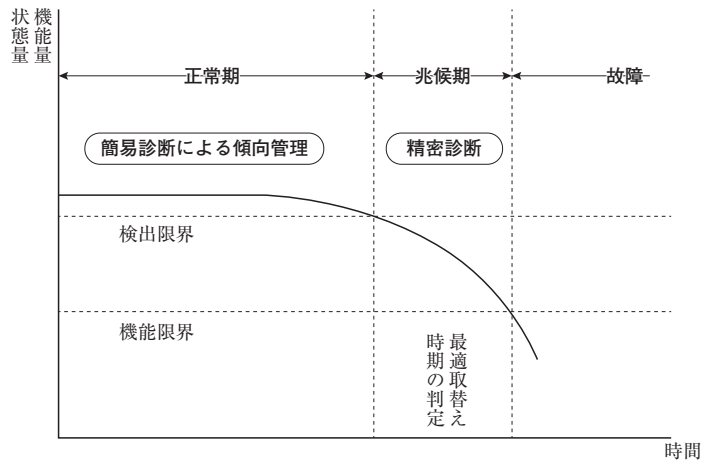


図3.25 設備の劣化パターンと診断の概念

第2章 ポンプ

第1節 水力学の基礎知識

1 水の性質

(1) 重量

水の重量は温度および純水度によって異なるが、一般に取り扱われる清水は摂氏4度1気圧の時、その比重が最大であり、1 cm³の重量が1 gで、1 m³の重量は1,000 kgである。なお、水温による重量の変化は、常温状態ではきわめて小さいので、工学上は無視してもよい。

(2) 粘性

水には粘性がある。静止している水を取り扱う場合は無視してよいが、パイプ内を流れる等の運動を論ずる時は、その粘性により管壁と水の間に起こる摩擦抵抗は無視できない。

(3) 圧縮性

実験によると、水は1気圧を加える毎に1/20,000の体積変化を生ずるが、工学上では特別の場合を除いて、圧力に対して体積を変えないと考えてよい。

(4) 鉱山で取り扱う水

鉱山で取り扱う水は、出水箇所により粘土や塩化物、硫化物等の成分を含む場合があるので、その性質を確かめる必要がある。特にpH4~5以下の酸性の水では、材質の腐食等を十分配慮する。

2 水の圧力

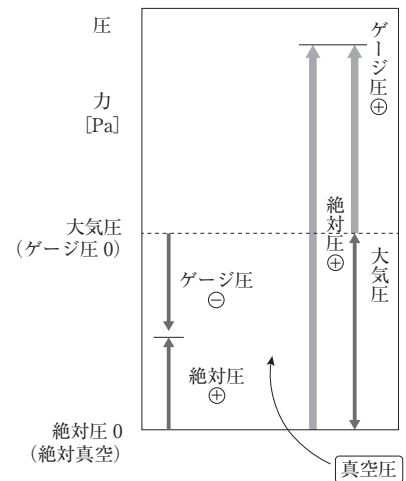
単位面積当りに作用する力の大きさを圧力という。面積 A [m²] の面に力 F [N] が作用するとき、圧力 P は、以下の式で表わされる。

$$P = F/A \quad [\text{N/m}^2] \quad \dots\dots\dots (3.14)$$

1 [N/m²] が1 [Pa] (パスカル) である。

圧力計は大気圧との差を示し、大気圧を基準とした圧力の大きさをゲージ圧力という (図3.26参照)。これに対し、絶対圧力を基準とした圧力の大きさを絶対圧力という。すなわち、(ゲージ圧力) = (絶対圧力) - (大気圧力) の関係がある。なお、真空度は、普通負のゲージ圧を表わす。

〔例〕ある圧力を真空計で測ったら32 mmHg (水銀柱) であった。このときの絶対圧力は、大気圧が755 mmHgとすると、絶対圧力 =



注) 真空圧: 大気圧以下の総称

図3.26 圧力の表し方

$$755 - 32 = 723 \text{ [mmHg]}$$

1 Paは 7.50×10^{-3} [mmHg] であるから、 $723 \div (7.50 \times 10^{-3}) = 9.64$ [Pa] である。

ちなみに、標準気圧 = 760 [mmHg] = 0.1013 [MPa] = 1,013 [hPa] である。

ここで、静圧と水頭の関係を図3.27に示す。

容器の底の圧力を P [Pa] とすると、次の関係がある。

$$H = P/\rho \times g = P/\gamma \quad (\text{水の場合: } H = P/\rho_w g) \cdots (3.15)$$

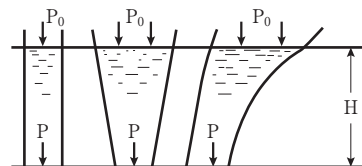


図3.27 静圧と水頭の関係

ここで ρ : 液体の密度 [kg/m³] (水の場合 $\rho_w = 1,000$ kg/m³)

g : 重力の加速度 9.8 m/s²

γ : 液体の比重量 (単位体積当りの重量)

(水の場合: $\gamma = 9,800$ kg/m² · s²)

$P = 980,000$ [Pa] = 980,000 [N/m²] の水の場合、 $H = 980,000 \div 9,800 = 100$ [m] である。

すなわち、水の圧力を水頭(ヘッド)で表わすことができる。一般にヘッド100 mのポンプというと、ポンプが水圧980 kPaを作り、100 mの高さまで揚水できるポンプのことである。

第2節 管路

1 管路の損失水頭

ポンプのサクションパイプあるいはデリバリーパイプ中に水が流れるとき、水の粘性によって管壁との間にエネルギーの損失がある。この損失を管路の摩擦損失水頭という。管内抵抗は粒子の平均比重・濃度・管内の限界沈降速度等で異なる。ポンプの必要水頭を決める場合には、これらの各種摩擦損失を十分計算に入れて決定しないと、揚水量、揚水高さ等に重大な影響をきたす。

(1) 管内摩擦損失

この損失 (h_f) は、各損失のうち最も大きなもので、次式で示される。

$$h_f = \lambda \frac{L}{d} \times \frac{v^2}{2g} \cdots \cdots (3.16)$$

h_f : 管の摩擦損失水頭 [m] L : 管の長さ [m]

λ : 摩擦損失係数 d : 管の内径 [m]

g : 重力による加速度 (9.8 m/s²) v : 管内の流速 [m/s]

λ の値は一般的によく使われているダルシーの公式により、表3.26のように示される。

$$\lambda = 0.02 + \frac{0.0005}{d} \cdots \cdots (3.17)$$

管の使用年数が増えると、 λ は上式の値の1.5倍~2.0倍程度になり、農林省の設計基準では通水年令10年程度で1.5倍とするように定めている。

表3.17 摩擦損失係数 (λ)

| 管 径 mm | λ の 値 | | 管 径 mm | λ の 値 | |
|--------|---------------|--------|--------|---------------|--------|
| | 新 管 | 旧 管 | | 新 管 | 旧 管 |
| 50 | 0.0300 | 0.0600 | 350 | 0.0214 | 0.0429 |
| 75 | 0.0267 | 0.0533 | 400 | 0.0213 | 0.0425 |
| 100 | 0.0250 | 0.0500 | 450 | 0.0211 | 0.0422 |
| 125 | 0.0240 | 0.0480 | 500 | 0.0210 | 0.0420 |
| 150 | 0.0233 | 0.0467 | 600 | 0.0208 | 0.0417 |
| 200 | 0.0225 | 0.0450 | 700 | 0.0207 | 0.0414 |
| 250 | 0.0220 | 0.0440 | 800 | 0.0206 | 0.0413 |
| 300 | 0.0217 | 0.0433 | | | |

(2) 曲管・バルブなどの摩擦損失

直管以外の摩擦損失には、曲管、バルブ、異径管などによる損失があり、それらの計算には配管の付属品損失を直管の相当長さ (L_f) で表わした、表3.18を用いると便利である。

表3.18 直管以外の摩擦損失の直管相当長さ

| 配管付属品の名称 | 相当直管長さ L_f | 配管付属品の名称 | 相当直管長さ L_f |
|-------------------|--------------|-----------------------|--------------|
| 45° エルボ (1° ~ 3°) | 15 ~ 20D | 水量計 ピストン型 | 600D |
| 90° エルボ 標準曲率 | 32D | ディスク型 | 135 ~ 400D |
| 中間曲率 | 26D | 実車型 | 200 ~ 300D |
| 長径 | 20D | 仕切り弁 全 開 | 0 ~ 7D |
| 直交 | 75D | 1/4 開 | 10 ~ 40D |
| 90° ベンド (R/D = 3) | 24D | 1/2 開 | 100 ~ 200D |
| (R/D = 4) | 10D | 3/4 開 | 800D |
| 180° ベンド | 75D | 玉形・ストラップ弁 1" ~ 2 1/2" | 200 ~ 300D |
| +継手 | 50D | 3" ~ 6" | 300D |
| T継手 | 40 ~ 80D | 7" ~ 10" | 300 ~ 350D |

2 管内流速

管の損失を少なくするためには、前項の (3.26) 式における管内流速 v を小さくするとよい。送水管が長く摩擦損失が実揚程に比較して大きくなる場合は特にそうである。ただし、流速を小さくすると管径が大きくなり、パイプの設備費が高くなる反面、電動機の設備容量は小さくなり使用電力量が節約される。これらの利害得失を比較検討し、経済的にも合理的な目的に叶った管内流速を決めるこ

とが肝要である。

流速を求めるには、次の計算式を用いるとよい。

$$v = \frac{Q}{60A} \dots\dots\dots (3.18)$$

A : 管の断面積 [m²]

v : 管内の流速 [m/s]

Q : 流量 [m³/min]

3 管 厚

管の肉厚はその圧力によって決める。特に高揚程のポンプにおいては、ポンプから吐出口に至る間の管に対し必要管厚を計算する。管の長さによっては何種類かの肉厚管を採用すると経済的である。またポンプへの動力が急断された時や、ポンプの急起動、弁の急開閉などによって管内の流速が急激に変化し、圧力が上昇または降下するウォーターハンマ現象も考慮に入れる必要がある。

一般鋼管の場合、次式により管厚を求めることができる。

$$t = \frac{D \times P}{2\sigma} + C \dots\dots\dots (3.19)$$

ここに、 t : 管厚 [cm]、 D : 管内径 [cm]、 P : 水圧 [MPa]、 σ : 許容材料強度 80~100 N/mm²、 C : 腐食等のための追加分1~2 mm位

4 配管上の注意

(1) 吸込管 (サクシヨンパイプ)

① 吸込管に空気が漏入してはならない。

吸込管のすき間や割目等から空気が漏入するとポンプの性能が低下する。

理論的には、標準大気圧で0℃の時、ポンプ内が完全な真空状態であれば、約10 mまでサクシヨンが可能である。しかし、通常の据付では、ポンプの気密性・据付場所による大気圧の高低度・パイプやバンドの摩擦抵抗などから、吸込揚程は約6 m以内が普通である。

② 吸込管に空気溜りを作ってはならない。

空気溜りのあるポンプを運転すると普通吸込側は真空になるため、空気は膨張して水の流れが悪くなり、ポンプの吸込能力が落ちる。

③ 吸込管はなるべく短く、抵抗を小さくするようにする。

④ 吸込管の途中にスルース弁を設けるときは、これを垂直に置くと弁体上部に空気溜りができるのでスピンドルが水平になるように取り付ける。もしやむを得ず垂直に取り付けるときは、その頂点に空気抜配管を取り付ける等の処置をすることが望ましい。

⑤ 吸込管にストレーナを設けるときは、その孔の総面積は管面積の4倍以上とする。

⑥ フート弁は水溜りの側壁，底面より十分離して水の流れに影響を与えないようにする。

(2) 吐出管（デリバリーパイプ）

- ① 吐出管の摩擦損失をできるだけ小さくし，途中のパイプ内に空気溜りを作らないよう十分注意する。
- ② 原動機の急停止，その他必要な場合に水がポンプ内に逆流しないよう逆流防止装置（チェックバルブを取り付けるなど）の設置策を講じておく。
- ③ 高揚程ポンプでは湾曲部の水圧による押し出されなどを防止する必要がある。
- ④ 吐出管を直線上に長く配管する場合は，寒暖によるパイプの膨張・収縮を十分考慮すること。
- ⑤ 継手には，フランジ型，ヴィクトリックジョイント等，状況に応じさまざまな物を使用されている。

第3節 ポンプの種類と構造および特性

1 ポンプの種類

ポンプの原理は，外から供給される動力または機械的な方法で密閉容器中に真空を作り，その真空を利用して水を吸上げ，さらに圧力を与えて高い所や遠い所へ水を送り出すものである。

ポンプは，その構造および作用により，遠心（渦巻）・軸流・往復動・回転・特殊ポンプに分類できる（表3.19参照）。これらのポンプのうち最も一般的に用いられるのが遠心（渦巻）ポンプで，それ以外のポンプは使用条件や用途により限定される場合が多い。

表3.19 ポンプの分類

| 種類 | 構造 | 作用 | ポンプ名 |
|--------|------|--------------------|----------------------------------|
| 遠心ポンプ | 羽根車 | 液体に遠心力で圧力を発生させる | タービンポンプ，ポリユートポンプ サンドポンプ，水中ポンプ |
| 軸流ポンプ | 羽根車 | 液体を軸方向に吐出する | 軸流ポンプ |
| 往復動ポンプ | ピストン | 液体をピストンで押し出す | プランジャポンプ，ピストンポンプ |
| 回転ポンプ | ギアなど | 液体をケースとの隙間に閉じ込めて運ぶ | ギアポンプ，スクリューポンプ |
| 特殊ポンプ | 上記以外 | その他（圧気利用など）の方式 | ジェットポンプ，エアリフトポンプ |

(1) 渦巻ポンプ

渦巻ポンプは羽根車（インペラ）の回転により水に圧力と速度のエネルギーを与え，そのエネルギーを案内羽根（ガイドベーン）またはケーシングにおいて能率よく圧力エネルギーに変えることによって揚水するものである。案内羽根を持つポンプをタービンポンプといい，持たないポンプをポリユートポン

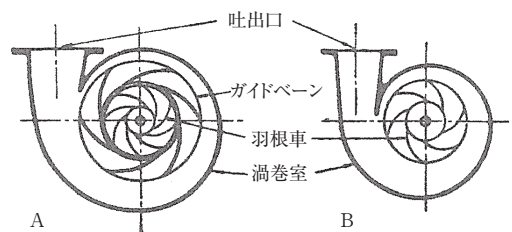


図3.28 タービンポンプAとポリユートポンプBの比較

ンプという（図3.28参照）。

① タービンポンプ

タービンポンプは、図3.28Aに示す羽根車、案内羽根、ケーシングの3つの部分からなり、これに吸込管と吐出管が付属する。ポンプの内部に水を充満して羽根車を回転させると水は羽根車からエネルギーを得て遠心力のために半径方向に外へ向かって流れていく。このとき、中心部に低圧を生じ新たな水を吸い上げる。このようにして水に連続的なエネルギーを与えることにより揚水する。

羽根車の吐出水は一部圧力、一部速度の形でエネルギーを保有しているが、案内羽根を通る間に流れの速度を徐々に下げてエネルギーを圧力に変えながらケーシングに入る。ケーシングに入った水は残りの速度エネルギーを圧力に変えてこれを吐出管に導く。

高い揚程が必要な場合は、羽根車を軸方向に何枚も並べる多段式のタービンポンプが使用される。すなわち、第1の羽根車で圧力を高め、さらに第2の羽根車に吸い込まれて2倍の圧力となる。羽根車の数により3段あるいは4段タービンポンプという。

5段タービンポンプの断面図の例を、図3.29に示す。

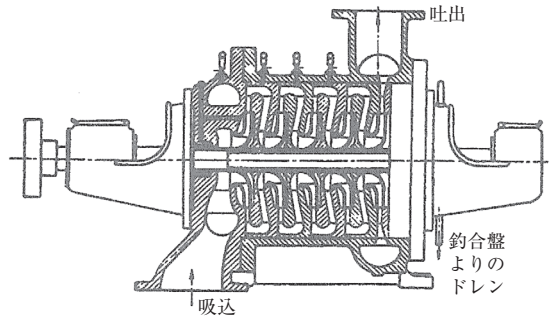


図3.29 5段タービンポンプの断面例

② ポリユートポンプ

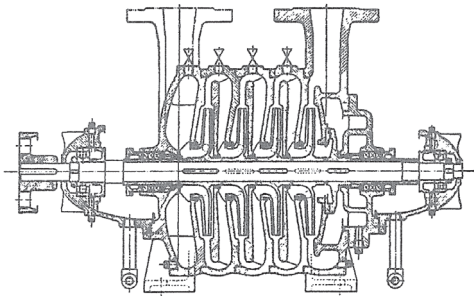


図3.30 4段ポリユートポンプの例

ポリユートポンプは、図3.30に示す羽根車とケーシングの2つの部分からなり、案内羽根を持たない。羽根車によって与えられた速度エネルギーをケーシングで圧力エネルギーに変えて揚水する。

近年、羽根車やケーシングの形状製作などに改善が加えられ効率が向上した。タービンポンプに比較して構造が簡単のため、タービンポンプより広く使用されている。

4段ポリユートポンプの断面図を、図3.30に示す。

③ サンドポンプ

ポリユートポンプの一種であるが、羽根車は開放性で、羽根車やケーシングには取り扱い液により耐摩耗・耐酸・耐熱・あるいはゴムライニングされたものが使用されている。水溜りの泥水排水用や、充填土砂・岩石・鉱さいなどの混入した液の輸送などに用いられる。

一般にライナ式が多く、保守・整備が簡単になり、また高揚程で効率のよいものが開発されている。

④ 水中モータポンプ

水中モータポンプには、水封式水中モータと連結一体とした浅井戸用ポンプ（図3.31参照）と多段渦巻ポンプとを連結一体化した深井戸用ポンプとがある。

浅井戸用ポンプは工事現場の湧水、雨水の排水用などに使用する。構造は、いずれも渦巻ポンプを縦型にしたものである。

2 ポンプの特性曲線

(1) タービンポンプの特性

タービンポンプの代表的な特性曲線を、図3.32に示す。

ここで、①A, B, C, Dは水量と揚程の関係を表わした揚程曲線、②E, F, Gは水量と動力の関係を表した軸動力曲線、③Hは水量と効率の関係を表わした効率曲線、である。

一般にタービンポンプの揚程曲線は、このように水量が0から増加するに従ってA点から若干増加し、最高点Bに達し、それから減少してBCDのような中高の形状をとる。

AからBまでの間は、羽根車の出口から案内羽根の入口に入る所で流れに大きな衝撃があつて、やかましい音を発する。Aよりも高い揚程はAB間とBC間の両方にあるから、このようなポンプをAよりも高い揚程で使用すれば、2種の水量を取ろうとするため、いわゆる不安定状態を呈し、揚水に支障をきたすことがある。これはスリースバルブを規定開度まで開放せず、絞り運転するような時に起こることがある。従ってポンプの使用範囲はAよりも低い部分、すなわちC点付近以下にする。また、絞り切り揚程は実揚程よりも大きく取らなければ揚水を開始できない。

馬力曲線は中高とならず上り勾配となるため、低水頭の個所では電動機が過負荷となる場合があるから注意を要する。

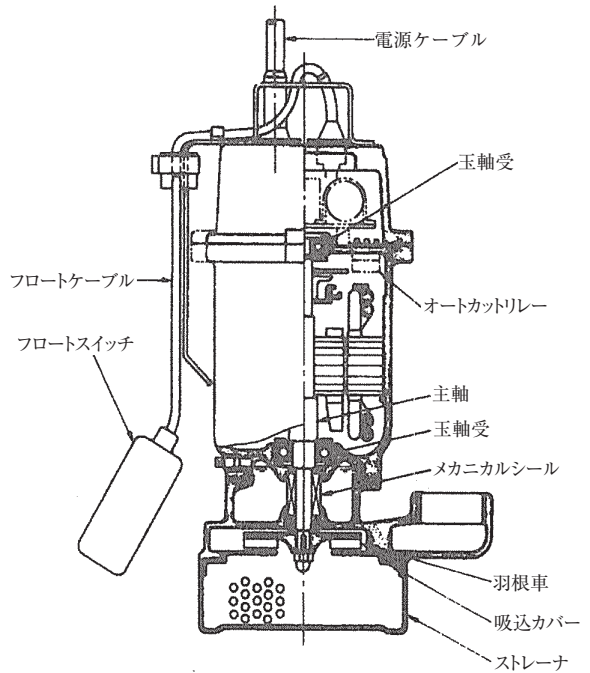


図3.31 水中ポンプの例

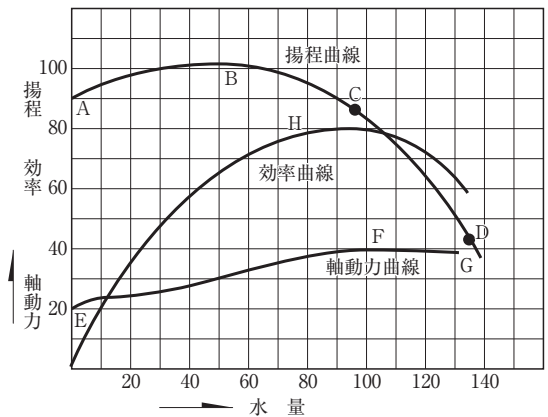


図3.32 タービンポンプの特性曲線

(2) ボリュートポンプの特性

ボリュートポンプの特性曲線を、図3.33に示す。タービンポンプの特性曲線と異なるところは、揚程曲線が締切り点、すなわち水量0のときが最高で下り勾配をとるところであり、いかなる点で運転してもタービンポンプに比較し安定している。

タービンポンプに比べ効率が劣るので、大型ポンプはほとんどがタービンポンプであったが、製作技術の進歩などにより効率も改善・上昇したので、タービンポンプに代わり広く使われるようになった。

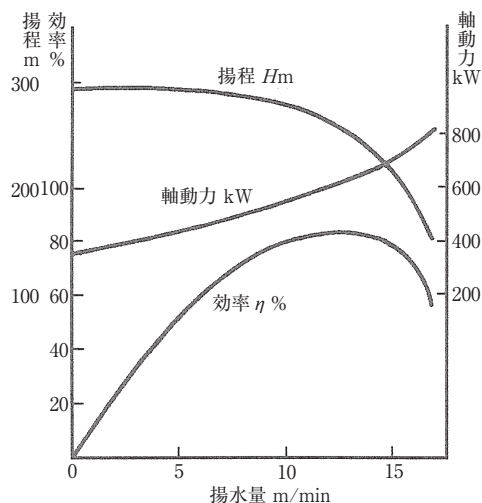


図3.33 ボリュートポンプの特性曲線

第4節 渦巻ポンプの簡単な理論

1 渦巻ポンプの揚程と揚水量

(1) 揚程

ポンプの管系から決まる揚程は、いろいろな部分から成り立っているためにその内容はかなり複雑で、もし算定を間違えると、全然揚水することができないか、あるいは揚水できても所要水量を上げることができない。すなわちポンプの揚程は図3.34における実揚程よりも管内の摩擦抵抗の損失分だけ高くしなければならない。

ポンプの全揚程は次のとおりである。

全揚程 = 吐出側全揚程 + 吸込側全揚程

揚水する場合、水は速度からきまる速度水頭を持つので、

吐出側全揚程 = 吐出実揚程 + 吐出側損失水頭 + 吐出速度水頭

吸込側全揚程 = 吸込実揚程 + 吸込側損失水頭 + 吸込速度水頭

このように表せるが、普通はポンプの吐出口と吸込口の大きさは同じであり、速度水頭は同じになるから結局、

吐出側全揚程 = 吐出実揚程 + 吐出側損失水頭

吸込側全揚程 = 吸込実揚程 + 吸込側損失水頭

となる。

揚水しているとき、ポンプ吸込口の真空計に現れる読みは、

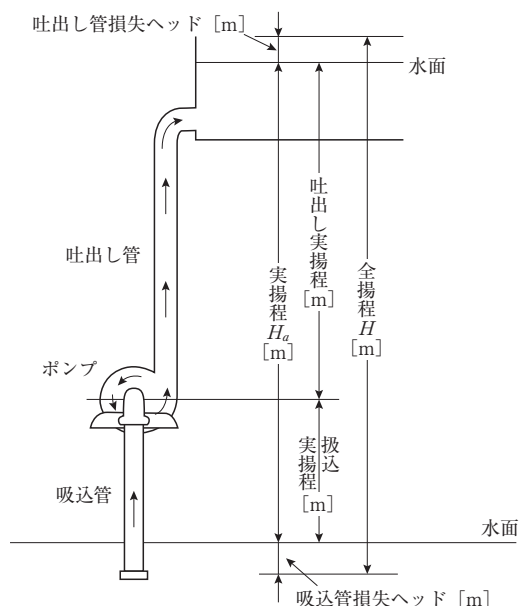


図3.34 ポンプ揚水時の揚程

真空計の読み = 吸込実揚程 + 吸込側損失水頭
 であり、また、ポンプ吐出口の圧力計の読みは、
 圧力計の読み = 吐出実揚程 + 吐出側損失水頭
 である。

真空計、圧力計ともその読みはそれぞれ吸込口および吐出口における揚水中の水が持つ静水頭を表わしている。結局は、

$$\text{全揚程} = \text{圧力計の読み} + \text{真空計の読み}$$

である。

ポンプを計画する場合、配管図などにより所要水量が流れる管の摩擦損失水頭を計算して全揚程を決めなければならない。

(2) 揚水量

揚水量は単位時間に吐出管より送り出す水量であり、単位としては [m³/s], [L/s], [m³/min] 等を使用する。一般に揚水量と排水管の関係はおおよそ表3.20のとおりである。

表3.20 揚水量と管径の関係

| | | | | | | | | | |
|---------------------------|------|------|------|------|-----|-----|-----|-----|------|
| 口 径 [mm] | 38 | 50 | 65 | 75 | 100 | 125 | 150 | 175 | 200 |
| 水 量 [m ³ /min] | 0.13 | 0.23 | 0.42 | 0.56 | 1.1 | 1.7 | 2.5 | 3.6 | 4.8 |
| 口 径 [mm] | 250 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 |
| 水 量 [m ³ /min] | 7.5 | 11 | 21 | 33 | 47 | 65 | 84 | 105 | 130 |

2 渦巻ポンプの動力と効率

ポンプを運転してどれだけの動力を必要とするかはポンプの行う有効仕事とその効率によって決まる。ポンプの有効仕事を水動力といい、次の式で表わされる。

$$P_w[\text{kW}] = \frac{Q \times H \times \rho \times g}{1000} \dots\dots\dots (3.20)$$

P_w : 水動力 [kWまたはPS] ρ : 液体の密度 [kg/m³] (水の場合 $P_w = 1,000 \text{ kg/m}^3$)
 Q : ポンプの吐出量 [m³/s] H : ポンプ全揚程 [m] g : 重力の加速度 9.8 [m/s²]

水動力にポンプ効率を見込んだものを軸動力という。

$$P[\text{kW}] = \frac{P_w}{\eta_p} = \frac{Q \times H \times \rho}{6120\eta_p} \dots\dots\dots (3.21)$$

P : 軸動力 [kW] η_p : ポンプ効率 Q : ポンプの吐出量 [m³/s] H : 全揚程 [m]

ポンプ効率 (η_p) の値はポンプの種類・型式・大きさなどにより異なるが、一般用ポンプの標準的な効率を図3.35に示す。

また、ポンプを駆動するのに必要な原動機出力を原動機所要出力といい、ポンプの型式、原動機の種類、駆動方式等の伝達効率を見込む必要がある。

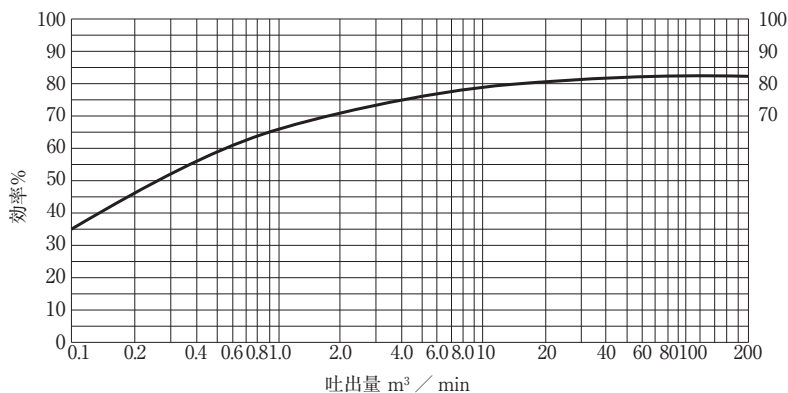


図3.35 一般用ポンプの標準的な効率

$$P_W = \frac{P(1+a)}{\eta_1} \dots\dots\dots (3.22)$$

P_W : 原動機所要出力 [kW]

a : 余裕率 (誘導電動機0.1~0.2, 小出力エンジン0.15~0.25, 大出力エンジン0.1~0.2)

η_1 : 伝達効率 (液体継手0.95~0.97, 歯車変速0.92~0.98, Vベルト0.95)

3 渦巻ポンプの比例法則

ポンプの回転数が変わると、規定揚水量の80~120%間では、揚水量は回転数、水頭は回転数の2乗、動力は回転数の3乗に比例して変化する。すなわち、次のように表せる関係にある。

$$\left\{ \begin{array}{l} Q' = \frac{N'}{N} Q \\ H' = \left(\frac{N'}{N}\right)^2 H \\ P' = \left(\frac{N'}{N}\right)^3 P \end{array} \right\} \dots\dots\dots (3.23)$$

Q, H, P : N [rpm] のときの水量, 水頭, 動力

Q', H', P : N' [rpm] のときの水量, 水頭, 動力

いま, 1,800 rpm (60 Hz) のポンプを1,500 rpm (50 Hz) で回転させると

$$Q' = \frac{1500}{1800} Q \cong 0.84Q$$

$$H' = \left(\frac{1500}{1800}\right)^2 H \cong 0.7H$$

$$P' = \left(\frac{1500}{1800}\right)^3 P \cong 0.58P$$

逆に1,500 rpmを1,800 rpmにすると、 $P'=1.73P$ となり軸動力が非常に大きくなるため注意しなければならない。

第5節 ポンプの取扱い管理

1 渦巻ポンプ

(1) 分解・組立

1) 分解

- ① ポンプの構造および機能を熟知して、分解の手順を誤らないように行う。
- ② 無理をせず、かつ適当な分解器具を用いて部品を損傷せぬようにする。インペラ、ガイドベーンなどが抜きにくいときは、木ハンマで軽く叩きながら抜く。
- ③ 吐出側軸受抜き取り後、各部品の重量が軸にかからないように注意する。
- ④ 分解部品の整理をよくし、特に軸受部などは保護を完全にする。
- ⑤ 内部接触面、取り付け面などの清拭、特に軸受の内部を清浄にする。
- ⑥ 内部接触面で錆付き、分解が困難な場合には、種油に黒鉛を混ぜたものを塗布するなど、錆付防止の手当をする。

2) 組立

- ① 組立の手順を誤らない。組立符号を付けた部品は必ず符号を合わせる。
- ② パッキンは純正品を使用する。模造紙を使用する時は、両面に白ペンキを塗る。
- ③ 組立時に、片締めによって軸や胴体が歪まないように注意する。
- ④ 取付け個所にロックピンまたはロックボルトのあるものは、軽くこれらを打ち込む。
- ⑤ 細管、コックなどの捻込部には、白ペンキを塗布または麻繊維を添える。

(2) 据付

据付が適切で注意と手入れが行き届けば、ポンプは長時間に亘って正常な運転が続けられる。

1) 場所の選定

ポンプ座の地盤変化（盤膨れ、盤狂いなど）のため、基礎に狂いを生じ、水平の狂い、軸心の不一致など起こし、甚だしい時は運転不能になることもあるので、務めて地盤の安定した、変動のない場所を選ぶ。

ポンプはできるだけ吸水源に近く置き、吸水揚程を小さく、吸水管の長さを短くするように心掛けると共に、曲りが少なくなる位置を選定する。これらはキャビテーションならびに損失水頭を少なくする観点から必須である。

また、ポンプの配列など運転保守に便利ようにすることも必要な事項である。

ポンプとモータの駆動系配列に関する良否の状態を、図3.36に示す。軸心の狂いを調べるには、カップリング外周面を清拭し、周の上下左右にマイクロメータを当てて、面の段違いと隙間の寸法を正確に測定する。次いで、ベースとコンクリート床面の間に金くさびを適当に打込みながら、図のように、

例えば段違い C_3 を0.05 mm以下、隙間 $C_2 - C_1$ を0.03 mm以下のように調整する。

2) 基礎

基礎コンクリートは、ポンプとモータほかの重量に耐える、十分な面積と深さを持たせる。

3) 据付

- ① 共通ベッドを基礎コンクリート上に置き、基礎面との間に金属くさびを挿入して

ベッドを平均に、しかも、吐出フランジ面に水準器のをせ水平を確かめ正しく支持する。また、軸心が狂ったまま運転すると振動を起し、カップリングのゴムリングを損耗し、軸受に無理がかかり、メタルの焼付や、異状摩耗などの事故原因になるので正しく軸心を合わせる事が肝要である。

- ② 軸心修正が完了したら、基礎ボルト穴にモルタルを流し込み、モルタルが固まってから正式に基礎ボルトを締め付け、改めて軸心の検査・修正をする。最終的な心出しが完了したらベースの中にモルタルを充填させ、また、ベースの足周りにもモルタル張りをして、くさびを完全に留める。モルタルが乾燥してから軸心修正の必要が出たら、ベッドとポンプまたはモータの足の間に薄い鉄板を挿入してさらに心を修正する。

- ③ 据付に当って、ベッドはそのままで中心が出ることは決してない。頑丈そうに見えるベッドも凹凸のある基礎の上に置かれた場合はもちろん、基礎ボルトの締め加減によって容易に変形を起こすから、必ずくさびを使用して入念に歪を矯正する。フレキシブルカップリングはポンプとモータの軸心に多少の狂いがあってもよいと誤解されやすいが、そうではなく、運転中ポンプ軸モータ軸が多少軸方向に動いても差支えない程度だけである。

- ④ カップリングボルトは正規のものを使用し、保安上カップリングカバーを必ず取り付ける。また吐出管、吸込管の自重や締め付けからくる無理がポンプ本体にかからないよう注意する。配管が終了した段階で念のために、また軸心を調べる。最後にカップリングボルトを取り付け、もう一度軸心を調べる。

(3) 運転

1) 運転準備

- ① 給油箇所への給油状況、油面計の点検をする。
- ② ポンプを手回して見て動かぬ時や、手回し中の抵抗にむらのある時は、内部の焼付きや異物の食い込み、軸心の不一致、据付後の歪みなどがある証拠である。
- ③ 吸込側に弁を設置した場合は、必ずこれを全開しておく。
- ④ 吐出弁が閉じていることを確認する。
- ⑤ ポンプ内に十分満水し、ポンプ内の空気を完全に抜く。少しでも空気があると、ポンプは揚水

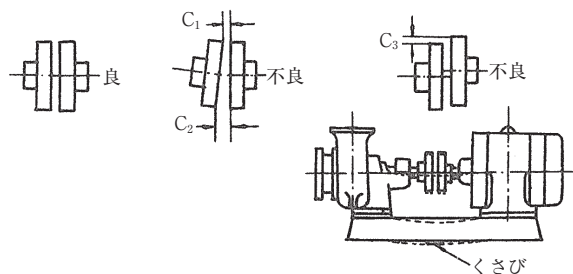


図3.36 ポンプとモータの軸心関係

不能となり、破損する恐れがある。

- ⑥ カップリングボルト，その他締付ボルトに異常がないかを調べる。

以上を終了後，スイッチを入れ運転を開始する。ポンプが所定の回転状態になり，規定電流になった時点で，圧力計，電流計の読みを確かめながら，徐々に吐出弁を開く。

異状がある場合には，すみやかにスイッチを切り，原因を調査する。

2) 運転中の注意事項

- ① 吐出弁を長時間締め切って運転すると，内部の水の温度が上がり蒸気を発生して内部焼きつきの原因となるから絶対に避ける。
- ② 軸受温度は周囲の空気温度に40℃を加えた値以内位に保つ。油の適量，オイルリングの作動状態に注意する
- ③ グランドパッキンは締め過ぎると摩擦抵抗が大きくなり，動力の浪費に繋がるだけでなく，発熱のため回転軸を摩損または焼損することがある。また，ゆる過ぎると空気の吸込みまたは漏水が多くなって揚水を阻害することがあり，常に注意が必要である。空気の吸込みを防止する目的で封水を行う場合は，注水が完全であるかどうか注意し，グランドパッキンは水が外部に滴下する程度にゆるく締めておく。
- ④ 運転に入って圧力が出なかったり水量が落ちたりするのは多くは空気が侵入するためである。これはサクションパイプの水平部分が長い時や，途中に空気溜りを生じている場合あるいは封水の不完全，サクションパイプの接続不良などによって起こる。
- ⑤ バランスデスクを押してポンプ外に放流される水は，だいたい揚水量の3%内外が普通であるから，普通よりも数倍も水が出ているような場合，または水温が高い場合はポンプを分解して調整する。
- ⑥ 電流計の指針の振れはポンプの荷重の状態を示すものであるから，過負荷，低負荷の状態を完全に把握するため，この変化に注意しなければならない。規定電流よりはなはだしく少なかったり，また多過ぎたり，あるいは絶えず指針が振れたりするのはどこかに異状が起きていることが多い。圧力計・真空計もあまり針が振れる場合はポンプに異状があると考えねばならない。
- ⑦ その他ポンプおよびモータの振動，音響の変化，バックの水位などによく注意する。

3) 停止の際の注意事項

- ① 停止する場合には，吐出弁を閉じてからスイッチを切る。
- ② 長時間休止するときや，短い期間でも寒冷地では水の凍結のためポンプが破壊される恐れがあるため必ずドレン抜きプラグを用いて，内部の水を完全に抜き取る。
- ③ 停止の場合，バックの水を全部吸上げてしまうまで運転すると，ストレーナに土砂，木片を吸い寄せ，次の運転の場合に支障をきたすから，ある程度余裕を残して停止する。

(4) 保守管理

1) 保 守

- ① 運転日誌を毎日正確に記録し、変化があれば直ちにその原因を追求して、いつも正しい運転状態を保つようにする。
- ② ポンプの定期点検を次の頻度で行う。ただし異状と思われた場合はその都度行う。
- 軸受温度, カップリングの狂い : 毎月1回
- 軸受油の取替 : 3ヶ月に1回
- グラントからの漏水量 : 毎月1回 スリーブの摩耗程度も調べる。
- 分解点検 : 延べ運転時間を定めて分解点検する。
- 定期検査 : 水質により異なるが, 例えば3,000~5,000時間運転後。
- ③ ライナリングが摩耗すると漏水が増しポンプの効率が低下するので, インペラとの間隙が表3.21の3~5倍になったら摺動部を取り替える。
- ④ 軸受メタルが摩耗するとポンプ振動の原因となるので軸との間隙が表3.22の3倍になったら取替える。
- ⑤ グラントパッキンの良否はポンプの選定上大切なので水漏れ, 発熱, スリーブの摩耗などには特に注意する。
- ⑥ 潤滑油はその軸受の種類ならびに回転数などに適当するものを使用する。
- ⑦ カップリングボルトの革やゴムが偏った摩耗をすると, 軸方向の融通が効かなくなるので取替える。

表3.21 羽入口外径と間隙

| | | | |
|---------------|-------------|-------------|-------------|
| 羽根入口外径 [mm] | 50 ~ 80 | 120 ~ 180 | 260 ~ 315 |
| 間 隙 (直径) [mm] | 0.18 ~ 0.30 | 0.25 ~ 0.40 | 0.30 ~ 0.50 |

表3.22 軸径と間隙

| | | | | |
|--------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 軸 径 [mm] | 18 ~ 20 | 30 ~ 50 | 50 ~ 80 | 80 ~ 120 |
| 間隙 (直径) [mm] | 0.06 ~ 0.10 | 0.08 ~ 0.13 | 0.11 ~ 0.16 | 0.13 ~ 0.19 |

第3章 扇風機(ファン)

第1節 空気およびガスの基礎理論

1 完全ガスの状態変化

気体はさえぎるものがなければいくらかでも広がり、もしこれをさえぎるときはある圧力を示す。また圧力を一定に保ったとしても、温度の変化によって大きく膨張あるいは収縮する。このように、気体の状態はその重量・体積・圧力および温度によって著しく変化するが、それらの状態量の間には何らかの関連性がある。

なお、0℃、1気圧における気体の状態を物理学上の標準状態といい、この状態における1キロモル [kmol] の完全ガスの占める体積は全て22.4 [m³] である。また、標準状態における気体の体積を表わす単位には [Nm³] を用いる。空気機械における取り扱いガスは空気であるので、一般的に標準空気の状態を標準状態として取り扱う場合が多い。標準空気とは、20℃・1気圧 (1,013.25 hPa) において、相対湿度65%・密度1.20 kg/m³なる湿り空気のことである。

気体の状態変化に関する各種の法則を、以下に示す。

1) ボイルの法則

気体の温度を一定に保った場合、その気体の占める体積は圧力に反比例する。すなわち、一定量の気体の初期圧力を P_1 、体積を V_1 とし、圧力を変化させて P_2 としたとき、その気体の占める体積が V_2 になったとすれば、常に次式の関係が成り立つ。これをボイルの気体弾性の法則（一般に、ボイルの法則）という。

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} = (\text{一定}) \text{ あるいは } P_1 V_1 = P_2 V_2 = (\text{一定}) \dots\dots\dots (3.24)$$

2) シャールの法則

気体の圧力を一定に保った場合、その気体の占める体積は絶対温度に比例する。すなわち絶対温度 T_1 のとき体積 V_1 を占める一定量の気体が温度を変化させて絶対温度 T_2 としたとき、その気体の占める体積が V_2 になったとすると、常に次式の関係が成り立つ。これをシャールの気体膨張の法則（一般に、シャールの法則）という。

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} = (\text{一定}) \text{ あるいは } \frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} = (\text{一定}) \dots\dots\dots (3.25)$$

3) ボイル・シャールの法則

ボイルの法則とシャールの法則を合わせたのがボイル・シャールの法則「一定量の気体の占める体積は圧力に反比例し、絶対温度に比例する」である。本法則では、次式の関係が成り立つ。

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2 T_1}{P_1 T_2} \text{ あるいは } \frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} = (\text{一定}) \dots\dots\dots (3.26)$$

従って、ある気体の一定量をとればその状態がどんなに変化しても、 PV/T の値は一定である。この一定値を気体のガス定数と呼び、 R で表わす。このガス定数 R の値は個々の気体によって異なる。すなわち、 G [kg] の気体の状態を示す方程式は次のようになる。これを気体の状態方程式という。

$$\frac{PV}{T} = GR \quad \text{あるいは} \quad PV = GRT \dots\dots\dots (3.27)$$

また、これを体積 V のかわりに比体積 v [m^3/kg] を用いて表わすと $v = \frac{V}{G}$ だから、次式となる。

$$Pv = RT \dots\dots\dots (3.28)$$

ボイル・シャルルの法則に従って状態が変化する気体を完全ガスあるいは理想気体と呼ぶ。実在の気体では、厳密にいうと、この法則を完全に満足するものではないが、一般的に、ほとんどの実在気体は近似的にこの法則を満足するので、それらの実在気体を完全ガスと見なしている。

2 空気の性質

1) 空気のガス定数

標準状態 ($0^\circ\text{C} = 273\text{ K}$, $1\text{気圧} = 1,013\text{ hPa}$) における水分のない乾燥空気の密度が 1.293 [kg/m^3] であることから、その空気のガス定数 R は、次に示すようになる。

$$Pv = RT \text{より, } 1,013 \times 10^5 \times \frac{1}{1.293} = R \times 273 \quad \text{となるから}$$

$$R \doteq 287 \text{ [Pa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K]}$$

ここで、 $1 \text{ [Pa]} = 1 \text{ [N/m}^2\text{]}$, $1 \text{ [Nm]} = 1 \text{ [J]}$ であるから、 $1 \text{ [Pa} \cdot \text{m}^3] = 1 \text{ [Nm]} = 1 \text{ [J]}$ となり、

$$R \doteq 287 \text{ [J/kg} \cdot \text{K]}$$

2) 乾燥空気の密度

重量 G [kg] なる乾燥空気の密度 γ は、温度 t [$^\circ\text{C}$]・圧力 P [hPa] とすると、

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{P}{RT} \text{より, } \frac{P_1}{\gamma_1 T_1} = \frac{P_2}{\gamma_2 T_2} = (\text{一定})$$

$$\text{すなわち, } \gamma_2 = \gamma_1 \times \frac{P_2}{P_1} \times \frac{T_1}{T_2} \dots\dots\dots (3.29)$$

になる。ここで、 γ_1 , P_1 , T_1 は標準状態における状態量、 γ_2 , P_2 , T_2 は任意の状態における状態量である。上式から、乾燥空気の密度 γ は次のようになる。

$$\gamma = 1.293 \times \frac{P}{1,013} \times \frac{273}{273 + t}$$

第2節 扇風機

1 扇風機の分類

(1) 使用目的による分類

① 主要扇風機

坑内通気の大勢を決定付ける主要なものとして使用される扇風機で、通常、排気坑口または排気坑口付近の坑内に設けられる。その容量は坑内の規模、ガスの湧出量などによって異なり、また型式は遠心式または軸流式のものが使用されている。特に、最近新設される主要扇風機は軸流式がほとんどである。

② 補助扇風機

主要扇風機の負圧の一部を分担して坑内の全部または一部の主要分流の風量を増加させるために設ける。通気系統では坑内の一部について主要扇風機と直列になる。

③ 局部扇風機

主要扇風機の通気力の及ばない末端の一本延び坑道の通気などに使用するもので、通常押し込み式で風管を使用する。型式は電動機内蔵式の小型軸流扇風機が最も多く使用されている。坑道が長い場合は2台直列にして使用することもある。

(2) 型式による分類

① 遠心型扇風機

羽根車を回転させてその遠心力により羽根車の中を通過する気体に圧力を与えて送り出すもので、羽根の形状により後曲型（ターボファン）、前曲型（多翼型ファン）および直線型（ラジアルファン）

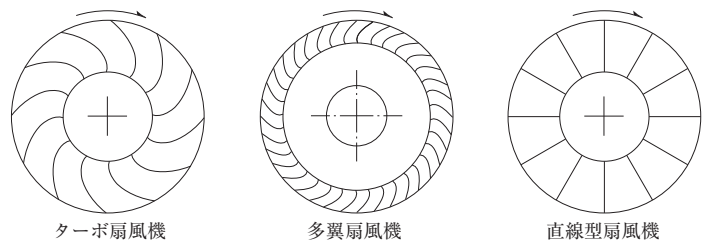


図3.37 扇風機羽根の形状模式図

がある。その羽根の型状を、図3.37に示す。近年使用されている遠心型扇風機としては、ターボファンが代表的であり、低圧（150 mmAq以下）の場合は多翼ファンを用いることが多い。なお、直線型扇風機は、最近では使われていない。

② 軸流型扇風機

プロペラの回転によってプロペラ間の気体を軸方向に送り出す扇風機である。以前は電動機を内蔵した小容量の軸流扇風機を局部通気用に使用する程度であったが、近年大型の軸流型扇風機が主要扇風機として盛んに使用されてきた。

軸流扇風機が主要扇風機として急速に伸びてきた主な理由は、製作据付が格安で、効率が良いこと、可変ピッチによって風圧一定のもとに風量が変わることである。羽根には1段および2段羽根があり、その駆動方法はモータ直結方式である。

2 扇風機の所要動力および効率

扇風機の所要動力 $[W]$ は、風圧を P [Pa]、風量を Q [m^3/s] とすると、次式のように表わされる。

$$W = \frac{PQ}{102 \times 9.8} \quad [\text{kW}] \quad \dots\dots\dots (3.30)$$

この W を空気動力（ポンプの場合は水動力）という。

実際の扇風機では原動機の動力がそのまま扇風機の有効風圧とはならず、必ず損失がある。すなわち、機内および風筒などの摩擦損失、風筒吐出口の速度損失、漏洩損失などがあり、実際の所要軸動力 W_n [kW] は次のようになる。

$$W_n = \frac{PQ}{1,000\eta} \quad [\text{kW}] \quad \dots\dots\dots (3.31)$$

ここに、 η を扇風機効率といい、扇風機の型式・容量によって異なる。一般に45～85 %程度の効率の中で、効率の良い方から軸流型 > ターボ型 > ラジアル型 > 多翼型の順になる。

また、扇風機の回転数 (N) と風量 (Q) 扇風機圧 (H) および動力 (W) との間には、次の三つの重要な関係がある。

- ① 風量は回転数に比例する。

$$Q \propto N \quad \text{または} \quad \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad \dots\dots\dots (3.32)$$

- ② 扇風機圧は回転数の2乗に比例する。

$$H \propto N^2 \quad \text{または} \quad \frac{H_2}{H_1} = \frac{N_2^2}{N_1^2} \quad \dots\dots\dots (3.33)$$

- ③ 動力は回転数の3乗に比例する。

$$W \propto N^3 \quad \text{または} \quad \frac{W_2}{W_1} = \frac{N_2^3}{N_1^3} \quad \dots\dots\dots (3.34)$$

3 遠心型扇風機の構造

(1) ターボ扇風機

ターボ扇風機は、後曲型の羽根車とケーシングおよび駆動装置の3つの部分で構成されている。羽根車はボスに鋼板製の主板・側板・羽根板を溶接し、車軸にはめ込んだ溶接構造の羽根車にして、気流の抵抗を少なくするようにしている（図3.38参照）。またケーシングは鋼板製であり、回転数が200～800 rpm程度なので、Vベルトなどによる減速駆動方式である。軸受はころがり軸受グリース注入方式が多いが、大容量のものは滑り軸受に油ポン

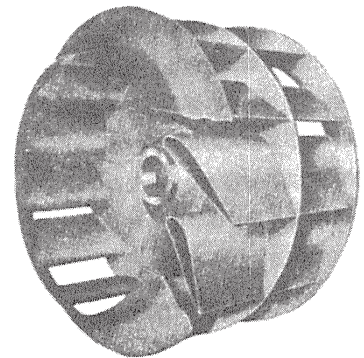


図3.38 扇型断面羽根の羽根車

ブによる強制潤滑を行っている。

使用範囲としては200～800 rpm, 200～400 mmAq, 1,000～10,000 m³/hのものが大部分であるが、最近では20,000 m³/h以上のものもある。

近年主要扇風機に軸流扇風機が採用されはじめてからは、従来ほどは使用されていないが、軸流型に比べて保守が簡単で騒音が少ない長所がある。また、最近では羽根の断面形状を翼型にし、軸流型に匹敵する効率最大88%ぐらいまでのターボファンが製作されている（図3.39参照）。

(2) 多翼型扇風機

前曲型翼の代表的なもので、主板および側板に短い多数の羽根板を取り付けた多翼型扇風機である。羽根車は溶接や鉚接構造が多く、回転数がターボファンと同程度なのでVベルトなどによる減速駆動をする。主扇風機として広く使用されたが、効率が良くないのでターボおよび軸流型に取って代わった。現在では150 mmAq以下の低圧で比較的少量の風量を要する場合および補助扇風機として使用されている。多翼扇風機の構造例を、図3.40に示す。

(3) ラジアル型扇風機

6～12枚の放射状の直線羽根を持った送風機で、ダストを含む気体、微粉炭、セメントなどの固体を気送する場合に用いられる（図3.40参照）。羽根の出口が半径方向に向いているので、ダストに遠心作用がはたらき、付着しにくい。摩耗が激しいところに使われた場合は、修理や保守が容易にできるように、鋼板製の羽根がハブにリベットまたはボルト締めされている。効率は、55～65%であり、風量が増大するに従って軸動力も大きくなる。

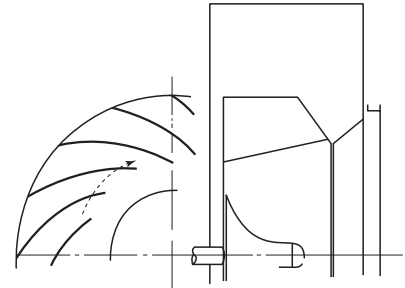


図3.39 ターボ扇風機（後向き羽根）

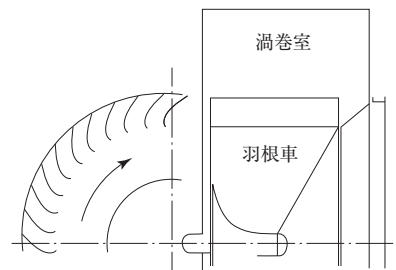


図3.40 多翼扇風機（前向き羽根）

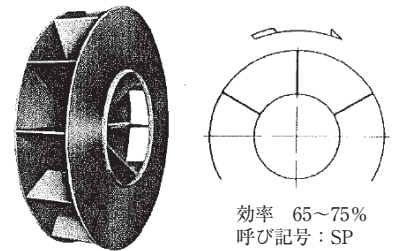


図3.40 ラジアル羽根（プレート）

4 軸流型扇風機の構造

最近、軸流型扇風機が主要扇風機として盛んに採用されるようになった。軸流扇風機には、外筒と内筒の間に動翼および固定翼があり、排風気流がこの間を流れる構造である（図3.41参照）。

内筒内部は、軸、軸受および動翼支持部から成り、扇風機の負圧を利用して外気を入れる。内・外筒は鋼板製、動翼は通常軽合金製である。軸受潤滑は、ころがり軸受グリース注入方式が多いが、原動機出力500 kW程度以上の大容量機種は、滑り軸受に油ポンプで強制潤滑を行う。

主軸受のほかにスラスト軸受を必要とするが、そのスラスト軸受にはころがり軸受を用いる。

軸流扇風機の特徴を、次にあげる。

長 所

- ① 扇風機の効率が良いので動力消費が少ない。
- ② 高速回転なので小型軽量となり、製作・据付費が安くて済み、また電動機と直結できる。
- ③ 回転部の重量が少なく軸受間隔が短いので曲げ荷重が少なく回転が安定する。
- ④ 風の方向に変化が少なく風筒の建設が容易である。
- ⑤ 動翼のピッチを変えることによって、回転数、風圧を変えずに風量が変わえられる。

短 所

- ① 構造上、主軸受が内筒内部にあり検査用のマンホールを要し、軸受の検査がしにくい。
- ② 高速回転なので騒音が大きい。
- ③ 動翼と外筒内面・側面との間隔がきわめて狭いので、正確な据付調整を要する。

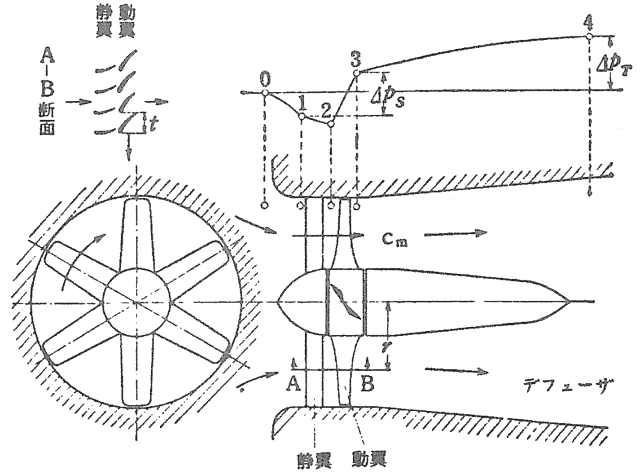


図3.41 軸流扇風機の構造

表3.23 各種送風機の特長比較

| | ターボファン | ラジアルファン | 多翼ファン | 軸流ファン |
|-------|-----------------------------|------------------------|-------------|-----------------|
| 圧力曲線 | 山形 | やや平坦 | 谷がある | 谷がある |
| 軸動力曲線 | 大風領域で制限値を持つ | 風量に伴い直線的に増加 | 大風量領域で著しく増加 | ほぼ、直線的 |
| 特 徴 | 高効率である。圧力曲線が右下がりである。安定性がある。 | ダストが付着しにくい。摩耗対策が容易である。 | 多風量、低圧力に適す。 | 効率に優れ、動力消費が少ない。 |

第4章 圧縮機(コンプレッサ)

第1節 容積圧縮機

容積式圧縮機には、往復動型容積圧縮機をはじめ、可動翼回転型圧縮機、ルーツブロワ、ナッシュポンプ(液封式回転式)、ねじ(スクリュー)式圧縮機など種々の機種がある。

1 ねじ(スクリュー)式圧縮機

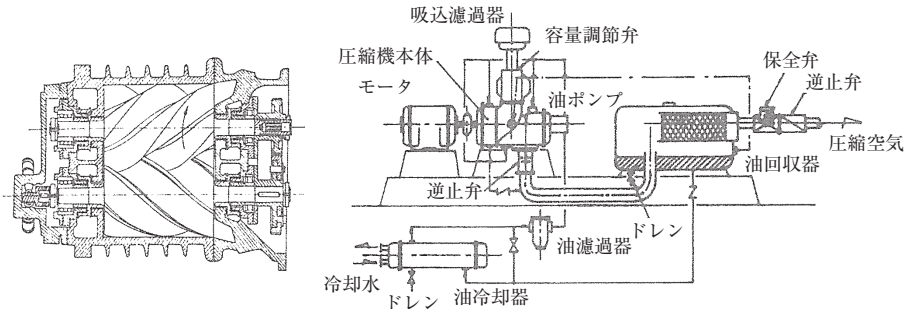


図3.42 ねじ(スクリュー)式圧縮機断面と設置例

最近、高速で回転するねじ(スクリュー)により連続圧縮され、脈動がなく、構造の簡単な圧縮機として採用されている。その構造および設備の概要は図3.42に示すとおりであり、次のような特徴がある。

- ① 弁その他の可動部がなく構造が簡単。保守容易で維持費が安価。
- ② 摩耗部分がないので耐久性が大きい。
- ③ 圧縮空気に油を注入すると、混合されて微細なミスト状になり熱を吸収し、さらにこの油はわずかなロータすき間のシール作用やロータ表面、歯車および軸受などの潤滑作用をする。
- ④ 連続的に圧縮されるので、脈動のない圧縮空気が得られる。従ってレシーバは不要である。
- ⑤ 100%から40%まで自動的に容量を調整でき、かつ安全装置により無人運転が可能である。
- ⑥ 振動が生じないので、自重を支えるだけのきわめて簡単な基礎で十分である。
- ⑦ 小型軽量なので、設置面積が小さく、据付が簡単である。

原理

図3.44にツインスクリュー圧縮機の構造を、図3.45にツインスクリューの本体断面を示す。一對のオスロータとメスロータを噛み合わせ、互いに反対方向に回転させることで空間容積を減少させ、空気を圧縮する。オスメスロータともにラジアル荷重、スラスト荷重がかかる。

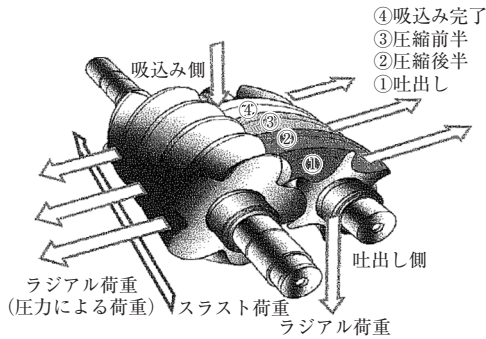


図3.43 ツインスクリーユ圧縮機

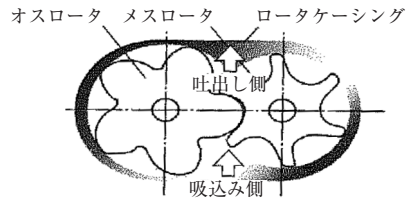


図3.44 ツインスクリーユの本体断面

オスロータとメスロータでロータケーシング内に形成されるV字上の溝空間体積変化について図3.45で説明する。オスロータが左回転，メスロータが右回転すると，回転が進むにつれ本図の上面の溝空間が吐出端面に向かって減少していくことがわかる。一方，反対側の下面のV字溝は回転に従って膨張していく。この体積変化の割合を図3.46に示す。膨張行程と圧縮行程は一部オーバーラップしている。

ツインスクリーユの行程体積 V_{th} は、

$$V_{th} = C \cdot D_m^2 \cdot L \cdot C_{th} \dots\dots\dots (13)$$

C ：体積係数 $C = N_m \cdot S / D_m^2$

$$S = S_m + S_f$$

C_{th} ：オーバーラップ係数 $C_{th} = V_2 / V_1$

L ：スクリーユロータ長

ϕ_m ：オスロータ弦巻線リードがロータ全長 L 進む回転角

で求められる。図3.47にこれらの関係を示す。

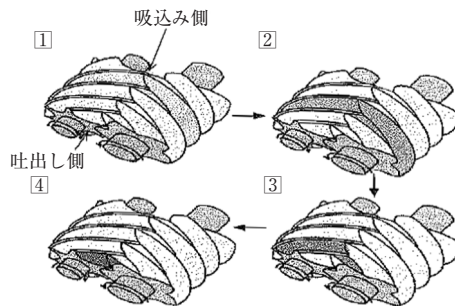


図3.45 ツインスクリーユの圧縮機構

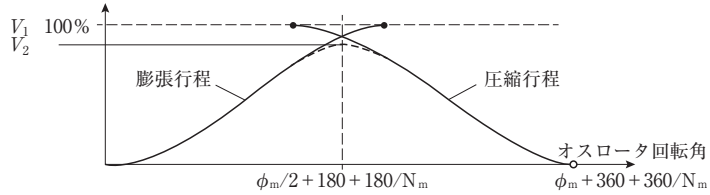


図3.46 ツインスクリーのボリュームカーブ

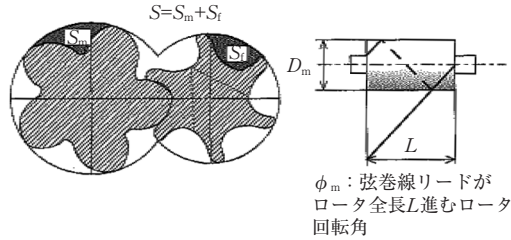


図3.47 ツインスクリーの行程体積

通常、圧縮仕事の90%程度はオスロータが行い、メスロータは10%前後の仕事を受け持つ。

2 往復動型容積圧縮機

往復動型圧縮機の中で最も広く使われているバランス型圧縮機の断面図を図3.48に示す。

また、近年では図3.49に示すような設置面積の小さいV型あるいは半星型も多く採用されるようになってきた。

1) 往復動型圧縮機の構造

① シリンダ

シリンダは、一般にパーライト組織の高級鋳鉄を使うが、吐出圧力8~12 MPaでは鋳鋼、12 MPa以上では鍛鋼を使う。ライナは、吐出圧力8 MPa以上ではミーハナイトまたはアシュキラ鋳鉄製である。シリンダおよびライナ表面は研磨後ホーニング仕上げを行う。

小型機や可搬式機ではシリンダにフィンをつけて空冷式としているが、一般の圧縮機ではシリンダの周囲にジャケットを設けた水冷式が多い。

② ピストン

一般には高級鋳鉄製であるが、高速のものは慣性力を考慮して軽合金製を使用する。横型の径機では摺動部に白色合金または軸受青銅をライニングしたピストンなどが使われ

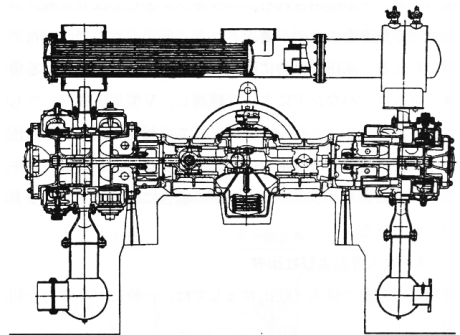


図3.48 バランス型圧縮機の断面図

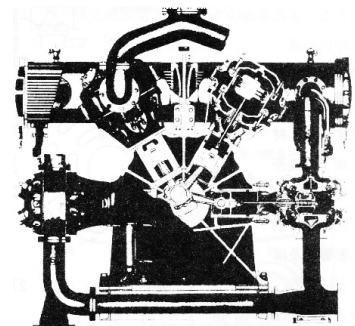


図3.49 半星型往復動圧縮機の例

る。ピストンロッドは一般に鍛鋼あるいは炭素鋼製が用いられる。

③ 吸入弁および吐出弁

往復動式圧縮機の吸入・吐出弁には、一般にバネの力を利用した自動弁を使用する。リング弁のため、弁面積が大きく取れ、作動が軽快である。高速・高温の気流中で激しい運動を繰り返すので、材質・加工の良否が弁の寿命、圧縮機の効率に影響を及ぼす。吸入弁と吐出弁は同一部品を組み替えて使用することが多く、材質はNi-Cr鋼、Ni-Cr-Mo鋼のような高級合金製とする。

④ 容積調整装置

圧縮機は用途に応じて、一定の圧力で運転することが必要である。一般に広い範囲で使用域が変化するが、普通、最大容量に対して圧縮機容量を定め、次のような方法を用いて自動的に容量を調整する。

a) 吸入弁を開放する方法

受入弁開放型アンローダと称されるもので、圧力調整弁と吸入解放装置（サクシオンアンローダ）から成る容積調整装置である（図3.50参照）。

b) クリアランスを変える方法

隙間容積（クリアランス）を増すと体積効率は低下し、吐出風量が減り、同時に動力も減る。この原理を利用し、シリンダの周りに隙間容積付加弁を付けて調節する。

c) 圧縮機を一時的に停止する方法

レシーバの圧力が規定値以上に達すると自動的に圧縮機を停止させ、規定値以下になると起動させる。起動電力が大きいため、27 kW程度までの小型機に採用される。

d) その他の方法

排気開放型アンローダにより吐出管中に圧気を開放する方法、吸入弁の閉鎖を遅らせる方法、吸入弁を閉鎖して吸気を遮断する方法などがある。

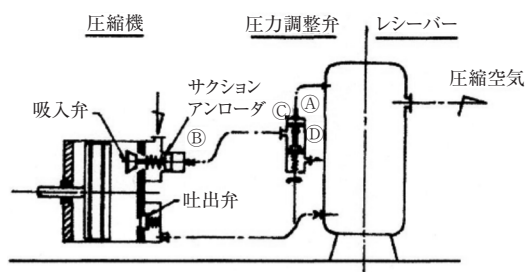


図3.50 吸気開放型アンローダの設置例

原理

図3.51にシリンダの往復動による空気の圧縮行程を示す。図でピストンが右方向に動きシリンダ内部圧力が大気圧力以下になると大気を吸い込み、弁を介し吸込管から流入する（吸込行程）。吸込行程が完了するとピストンは左方向に動き始め空気は圧縮される（圧縮行程）。シリンダ内部圧力が吐出管以上の圧力に到達すると吐出弁を介し吐き出される（吐出行程）。吸込弁、吐出弁は必要などき以外は閉じているよう、逆止弁構造となっている。

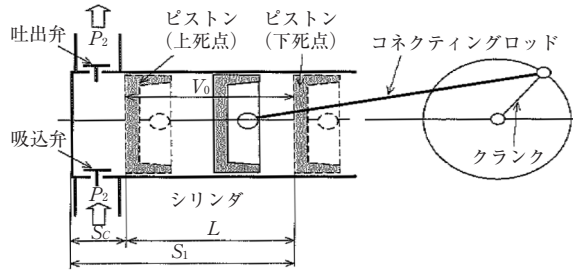


図3.51 往復圧縮機の吐出空気量

3 往復動圧縮機の保守管理（表3.24参照）

表3.24 空気圧縮機標準保守点検一覧表

| 期 間 | 点 検 部 | 点 検 項 目 | 処 置 |
|-----------------|--------------|----------------------------------------------------|-------|
| 毎日 | アンローダ, 安全弁 | 動 作 点 検 | |
| 30日毎 320 h | エアバルブ | バルブ板, バルブバネの折損 | 交 換 |
| | | カーボン, ダストの堆積 | 清 掃 |
| | | バルブボルト, ナット, 割ピンの緩み | 締 付 |
| | バルブ室 | カーボン, ダスト, オイルスケール付着 | 清 掃 |
| | ドレントラップ | 閉鎖 | 清 掃 |
| | トラップストレーナ | ダストの堆積 | 除 去 |
| | ボルト類 | シリンダーナット, 基礎ボルトの緩み | 増 締 |
| | ボルトナット類 | クロスボルト, キャップナット, メインキャップナット, ピストンヘッドナット, ロッドナットの緩み | 締 付 |
| | 圧力調整弁 | 機能, フィルタのダスト | 清 掃 |
| | 調整弁セパレータ | 充填物中のダスト | 清 掃 |
| | 断水リレー, 油圧リレー | 機能, 動作の点検 | |
| 90日毎 1,000 h | エアフィルタ | ダストの堆積 | 清 掃 |
| | フレームオイル | 劣化調査, ダストの点検 | 交換・補給 |
| | フレームオイルパン | オイルスケール, 水分, ダスト, スラッジ異物などの堆積 | 清 掃 |
| | オイルサクシオンフィルタ | ダスト, オイルスケール, スラッジ | 清 掃 |
| | オイルストレーナ | | |
| シリンダーオイルポンプ | | | |

| | | | |
|------------------|-------------------------------------|------------------------------|--------------|
| 180日毎 2,000 h | 大, 小, 主メンタル | 大, 小, 主メタルギャップの点検 | 調 整 (掘付時) |
| | グラウンドパッキング | 摩耗, 消耗の点検 | 交 換 |
| | スクレーパパッキング | | |
| | 付加弁パッキング | 硬化, 老化, 消耗 | 交 換 |
| 逃気弁パッキング | | | |
| 360日毎 4,000 h | ピストン, ピストンリング 大, 小, 主メタル クランク | 異状摩耗検査 | 調整・交換 |
| | ギアポンプ | ギア外径, ケース内径の異状 | |
| | ギアポンプメタル | 異状摩耗検査 | |
| | ポンプ駆動 | フォーク, ジョイント, チェーン などの異状摩耗 | |
| | 軸受温度計, 圧力計 | 指示温度の検査, 指示圧力の検査 | |
| | オイルシール | 摩耗, 消耗 | 交 換 |
| | シリンダージャケット インタークーラ | スケールの付着, 水洩れ | 清掃・ガスケット交換 |
| オイルクーラ | スケールの付着, 水洩れ | 清掃・Oリング交換 | |

第2節 遠心式圧縮機

1 遠心式圧縮機の特徴

遠心式圧縮機は往復動式圧縮機と比較して次のような長所・短所がある。

長 所

- ① 送風が連続的であるため脈動がなく, したがってレシーバが不要である。
- ② 高速回転が可能のため, 基礎が小さく設備費が安い。
- ③ 振動が少ない。
- ④ 送気中に油が混入しない。
- ⑤ 運転, 維持が簡単である。

短 所

- ① 往復動式に比べて効率が悪いので運転経費が高い。
- ② 高速回転のため騒音が比較的大きい。

(1) 遠心式圧縮機の構造

遠心式圧縮機は大きく分けて, 圧縮機本体, 空気冷却器, 増速歯車装置, 強制給油装置および容量制御装置の5つの部分から成り立っている (図3.52参照)。

① 圧縮機本体

圧縮機では取扱う流量・圧力比・羽根車周速・冷却方式・回転数などによって全体の段数が決められる。一般に, 遠心式圧縮機では羽根車1段当りの圧力比が1.5~2程度であるので, 吐出圧

力0.7 MPa (G) を必要とする場合は、その段数を4~7段くらいにしなければならない。図のように同一軸に羽根車を数段並べて取りつける構造が一般的である。

② 空気冷却器

圧縮中に空気の温度が上昇するので、多段圧縮機では空気の冷却を行う必要がある。冷却の方法としては、ケーシング内に水ジャケットを設けて冷却する内部冷却とケーシングの外部に中間冷却器を設けて冷却する外部冷却とあるが、内部冷却はケーシングの構造が複雑になり、また水洩れなどの心配があるので一般にはあまり使われていない。

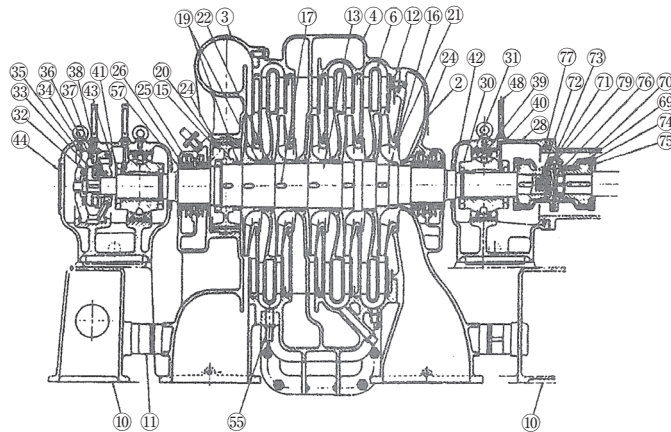
外部冷却は中間冷却器を羽根車数段ごとに出口に置いて、なるべく等温圧縮に近くなるようにする。羽根車1段ごと出口に置く例も多い。

③ 増速歯車装置

遠心式圧縮機は、通常増速歯車により増速して 5,000~15,000 rpm程度の回転を保つ。増速歯車はほとんど1段増速で、シングルヘリカルまたはダブルヘリカルギアが使用される。

④ 強制給油装置

圧縮機・原動機の軸受、増速歯車、ギアカップリングの歯面などへ給油する装置である。



| No. | 部 品 名 | No. | 部 品 名 | No. | 部 品 名 |
|-----|----------------|-----|-------------|-----|------------|
| 2 | サクシオンケース | 25 | 中央エンドブッシュ | 43 | 油スロットルプレート |
| 3 | デリベリケース | 26 | 外側エンドブッシュ | 44 | カバー |
| 4 | 中間ケース | 28 | 軸受箱 | 48 | 温度計 |
| 6 | ステージケース | 30 | ワリメタル | 55 | ドレーンパイプ |
| 10 | ベ ー ス | 31 | メタルシート | 57 | ラビリンススリーブ |
| 11 | スライドシュー | 32 | スラストメタル | 69 | さ や |
| 12 | 羽 根 車 | 33 | スラストカラー | 70 | ボ ス |
| 13 | シャフト | 34 | スタストブロック | 71 | 受 金 |
| 15 | バランスピストン (平衡輪) | 35 | スラストブロック加減板 | 72 | スプリング |
| 16 | 丸ナット | 36 | セグメント | 73 | 押し金 |
| 17 | キ ー | 37 | セグメント受金 | 74 | 押しえ金 |
| 19 | スリーブ | 38 | セグメントシート | 75 | 止 環 |
| 20 | バランスブッシュ | 39 | 廻り止ねじ | 76 | カップリング用ナット |
| 21 | マウスブッシュ | 40 | ワリメタル加減板 | 77 | フェルトパッキング |
| 22 | ステージブッシュ | 41 | 油切り板 | 79 | カップリングボルト |
| 24 | 内側エンドブッシュ | 42 | 油 切 り | | |

図3.52 多段軸型ターボ圧縮機の断面構造例

⑤ 容量制御装置

圧縮機には、吐出圧力を一定にし、かつ流量を一定にするという2つの目的がある。これらの制御には、弁の開度を調整する方法と、可変速電動機や流体変速機などにより羽根車のスピードを変化させる方法がある。いずれの場合も自動調整を行うので、その制御装置としては油圧式、空気式・電気式などがあり、現在ではこれらの組合せによる制御が多く使われている。

制御装置は次の4つの主要部分から成る。

検出部：制御しようとする量を検出する。

設定部：制御しようとする量を希望の値に設定する。

調節部：検出部と設定部より発生した動作信号を増幅する。

操作部：調節部のエネルギーを受けて調節端を操作する。

(2) 遠心式圧縮機の性能

1) 性能曲線

遠心式圧縮機を定回転で運転すれば、その吐出圧力・所要動力・効率と流量の間には一定の関係がある。これらの関係を曲線図に表わしたものが性能曲線である。その一例を図3.53に示す。

① 吐出圧力曲線

特性としては右下がりの傾向を示す。効率最高付近にとる設計点より流量が少ない方向では圧力がだんだん大きくなるが、設計流量の60~80 [%] の点で曲線が止まっている。この点が後述するサージング点で、圧縮機としてはこれ以下の流量で運転することはできない。

② 軸動力曲線

概ね左下がりの曲線であるが、設計流量の前後で最大出力となり、それ以上の流量では右下がりとなる。

③ 効率曲線

設計点かその前後で最高効率を示し、それ以上またはそれ以下の流量では効率が低下する。

2) 使用状態が変化した場合の性能

使用状態が変化した場合には圧縮機の性能が変動するので、保守管理を行う場合は十分留意しなければならない。

① 回転数が変動した場合

回転数の変動が余り大きくない範囲では次の関係に従って変動する。

- ・ 流量は回転数に比例する。
- ・ 圧力上昇は回転数の2乗に比例する。

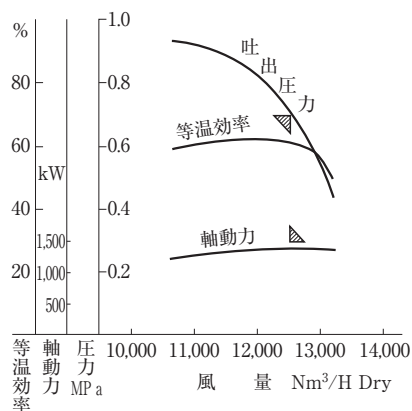


図3.53 遠心式圧縮機の性能曲線例

・軸動力は回転数の3乗に比例する。

② 吸込温度が変動した場合

吸込風量が同じならば，吐出圧力が変動する。この変化の状態は中間冷却の個数によって異なるが，吸込温度が下がると吐出圧力は上昇し，吸込温度が上がると吐出圧力は低下する。

3) サージングとその防止法

圧縮機を一定の回転数で運転しながら，吐出側仕切弁または吸込側仕切弁を次第に閉じて流量を減らしていくと，その減少とともに吐出圧力が増加する。そして流量のある点までいくと，今まで静かに運転していた圧縮機が急に管路に圧力と流れの激しい脈動と振動を起こし，運転が不安定となる。この現象をサージングという。

サージングが激しくなると，圧縮機本体が振動をはじめ，遂には基礎まで振動して大事故の原因となる場合があるので，圧縮機の運転上非常に重要である。この現象はまだ完全には解明されていないが，圧力曲線が右上がりになる小流量域において発生することは確かで，羽根車内部の渦の発生と配管系の双方から研究されている。サージング防止の方法としては次の3種類がある。

① 放出弁による方法

小流量時に圧縮機の吐出側の空気を一部外部に放出して，圧縮機内を通過する流量をサージング領域外で運転させる方法で最も広く用いられている。小流量時の性能が低下するという欠点がある。

② 回転数を変化させる方法

圧縮機の回転数を低くするとサージング限界が小流量側に移動することを利用した方法である。

③ 入口案内羽根操作による方法

入口案内羽根を操作し，羽根車に入る空気の流れを変化させてサージング領域を狭くする方法であるが，多段圧縮機の場合は各段の入口案内羽根を操作するので，あまり実用化されていない。

原理

翼に駆動力を加えて回転させ，回転する翼の間を空気が通り抜ける間に翼に作用する揚力により翼から仕事をされ圧縮するものをターボ形空気圧縮機という。

空気が翼を通り抜ける流れ方向によって，遠心式，軸流式，斜流式の三つの形式に分類される。それぞれの形式を図3.54に示す。

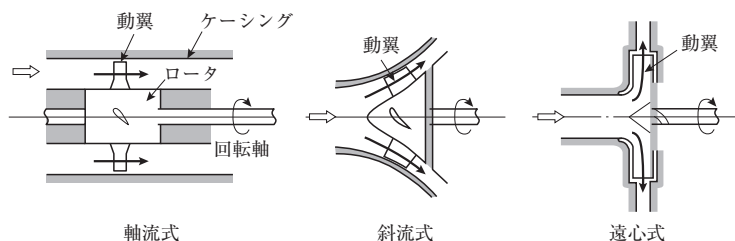


図3.54 ターボ形空気圧縮機

2 遠心式圧縮機の運転および保守管理

遠心圧縮機故障の原因と対策を、表3.25に示す。

表3.25 ターボ圧縮機故障の原因と対策一覧表

| 故障または現象 原因 | 振動大 | 異常音発生 | 軸受過熱損 | ケーシング過熱 | 始動時過負荷 | 運転時過負荷 | 負荷過少 | 送風量少 | 風圧過少 | 対 象 |
|----------------------------|-----|-------|------------|---------|--------|--------|------|------|------|------------------------|
| 羽根車腐食または摩耗 | ○ | | | | | | ○ | ○ | | アンバランス修正, または取替を要す |
| シャフト曲り | ○ | | | | | | | | | 曲り直しまたは取替を要す |
| 異物吸入/スケール付着 | ○ | ○ | | ○ | ○ | | ○ | ○ | | 清掃およびバランス取り |
| 回転体が当る/焼付き | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | | | | 点検, 補修 |
| 直 結 不 良 | ○ | ○ | ○ | | ○ | | | | | 芯出し, カップリングボルトの当りを修正する |
| 据 付 不 良 | ○ | | ○ | | ○ | | | | | |
| 基 礎 軟 弱 | ○ | | | | | | | | | |
| 軸承または軸摩耗し間隙大 | ○ | ○ | | | | | | | | 軸受を取り替える |
| サージング運転 | ○ | ○ | ○ | ○ | | | | | | サージングを外す/吸込絞る |
| 危険速度運転 | ○ | | | | ○ | | | | | 危険速度を外す |
| メタル間隙小/当りが悪い | | | ○ | | | | | | | メタルを調整する |
| 油質が不適當/汚損 | | | ○ | | | | | | | |
| 給油量が少ない | | | ○ | | | | | | | 油配管系統およびオイルストレーナを点検する |
| 塵 埃 が 入 る | | | ○ | | | | | | | |
| 逆 回 転 | | | 強制給油時 ○ | | | | ○ | ○ | | 回転方向を替える |
| シャフトに傷がある | | | ○ | | | | | | | |
| 冷 却 水 不 足 | | | ○ | ○ | | | | | | |
| オーバーバランス/ バランスパイプ詰まり | | | ○ | | | | | | | バランスプッシュ・バランスパイプ系統調査 |
| インナーレース, アウターレース/ 側面間隙大 | | | ○ | | | | | | | 適当な間隙をつける |
| 増速ギア/オイルポンプ ギア歯面の当り不良 | ○ | ○ | | | | | | | | |
| 回転数過多 | | | | | ○ | ○ | | | | |
| 回転数過少 | | | | | | | ○ | ○ | | |

| | | | | | | | | | |
|------------------------|---|---|--|---|---|---|---|---|--------------|
| 電源電圧降下または 相間アンバランス | | | | | ○ | ○ | | | |
| 電気品または計器故障 | | | | | | ○ | ○ | ○ | |
| 風圧が仕様点より低い | | | | | | ○ | | | |
| 吸気温度が低い/比重小 | | | | ○ | ○ | ○ | | | |
| 水を吸入する | ○ | ○ | | | | ○ | | | |
| ブッシュ摩耗・腐食 | | | | ○ | | | ○ | ○ | 取り替え |
| 吸気温度が高い/比重小 | | | | ○ | | | ○ | ○ | |
| 吸気管系統/吐出管に 異物の抵抗がある | | ○ | | | | | ○ | ○ | 点検補修 |
| 吐出バルブが開いている | | | | | ○ | | | | バルブを閉じて始動する |
| 軸受部に油なし | | | | | ○ | | | | 始動前に手動ポンプで給油 |

第5章 油圧および油圧機械

1 油圧および油圧機械の概念

油圧とは、狭い意味では油に与えられた圧力、あるいは圧力のエネルギーと定義されているが、一般には、原動機で油圧ポンプを駆動して機械的エネルギーを油の流体エネルギー（主として圧力エネルギー）に変換し、これを自由に制御して、機械的運動や仕事を行わせる一連の装置あるいは方式を総称していう。そしてこれに使用される機械および器具を油圧機械、油圧機器、油圧装置などと呼ぶ。

この油圧機械（装置）は、自動車、工作機械、建設、荷役の諸機械など各方面で広く使用しており、今後ますます拡大する傾向にある。

2 油圧の原理

(1) 圧力

油圧では、「小さな力で大きな力が得られる」ことが大きな特徴である。

いま、図3.55のように液体の入ったシリンダの容器を想定する。まず、左右のシリンダのピストン断面積をどちらも 1 m^2 と仮定し、左側のピストン①に 1 N の力を加えると、右側のピストン②にも左側のピストン①と同じ 1 N の力として作用する。すなわち、両方のピストン断面積がまったく等しい場合は、左右のピストンは、力そのまま移動する。同じ距離だけ互いに上下する。

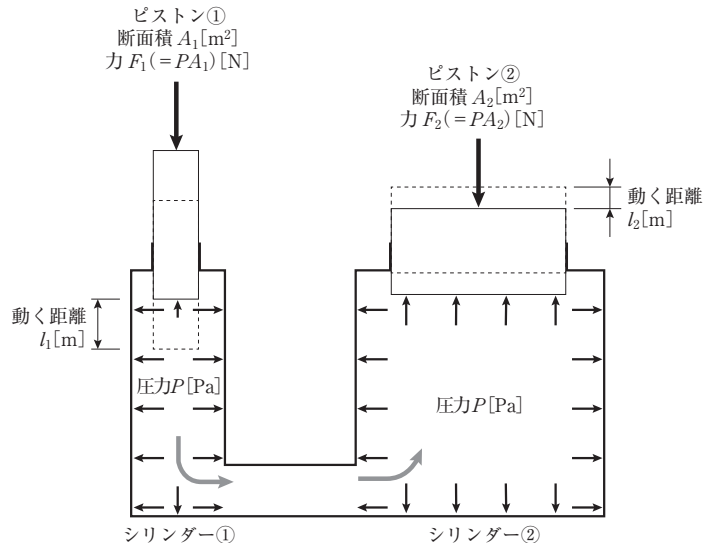


図3.55 油圧の力の関係

次に、図のように右側のシリンダ②とピストン②を大きいものに置き換え、右側のピストン②の断面積を 10 m^2 とする。このとき、左側のピストン①に 1 N の力を加えると右側のピストンには 10 N の力となって作用する。すなわち、右側のピストンの断面積 A_2 は左側のピストンの断面積 A_1 の10倍なので、力も10倍に拡大されることになる。ただし、このようにピストン②の面積 A_2 がピストン①の面積 A_1 の10倍になっている場合、ピストン②はピストン①の1/10の距離しか動かない。この力の関係を式で書くと、次のようになる。

$$P = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \dots\dots\dots (3.35)$$

ここで P : ピストンに作用する圧力 [Pa]

A_1 : 左側のピストン①の断面積 [m²]

A_2 : 右側のピストン②の断面積 [m²]

F_1 : 左側のピストン①に作用する力 [N]

F_2 : 右側のピストン②に作用する力 [N]

いい換えると、ピストン①に加えた力 F_1 が A_2/A_1 倍に拡大されピストン②に加わることになる。つまり、ピストン①に相当する部分で、ポンプやコンプレッサを使用する（油圧や水圧、空気圧を発生させる）ことにより、アクチュエータ（各種のエネルギーを機械的な変位や応力に変換する役目を果たすもの）としてのピストン②に相当する部分で、シリンダやモータを動かすことになる（ただし、仕事量 = 力 × 移動距離は変わらず、ピストンの移動距離は力の倍力に反比例して小さくなる）。

図3.55の関係を物理的にいえば、「閉じこめられた液体の一部に加えた圧力は、液体のすべての部分にそのままの強さで伝わる」ということで、この原理は液体の圧力の伝播に関する法則あるいはパスカルの原理と呼ばれ、油圧装置はこの原理を応用している。

実際に使用される油圧機械・装置では、力を発生させるための圧力を与えるものとしては、手動油圧ジャッキのように手動ポンプを使用する簡便なものもあるが、通常は、油圧ポンプ（各種原動機駆動による種々の型式のポンプ）を使用する（図3.56参照）。

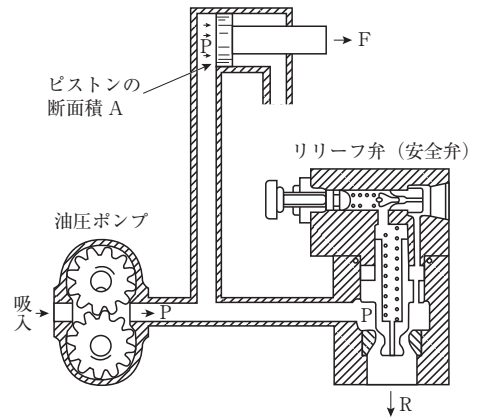


図3.56 油圧利用装置の基本

(2) 油が使用される理由

油圧機械（装置）には、油圧油あるいは油圧作動油と呼ばれる油が使用される。

この理由は、水は100℃になると沸とうして蒸気になってしまう。100℃以下でも蒸発が盛んで、高い温度での使用には、不適當であり手数を要する。それに粘性が少なく、高圧では漏れやすく、また錆も発生しやすい。さらに潤滑性がないために機械の摩耗も早めるので特別の材料を使う必要がある。これに対し、油には水の持つこのような欠点がなく、かつ潤滑性がよいので、寿命が長く安定した性能が得られるからである。

3 油圧の特徴

油圧を利用した装置が広く利用されるようになった理由には、小さい力で大きい力を得ることのほかに、次のような優れた特徴がある。

(1) 油圧の長所

- ① 装置が比較的小型軽量で、しかも強力が得られる。

ふつうは7~14 MPaの圧力で使用されるが、35 MPaぐらいの圧力に上げても、爆発の危険、電気機械のようにヒューズが切れるとかの心配がなく簡単に高压が得られ、装置が小型で大きな力が得られる。また、管・継手で連結するため、取り付け位置が自由で、比較的設置場所をとらない。

- ② 装置内の過負荷防止が簡単で確実にできる。

過負荷に対してはリリーフ弁（安全弁・逃し弁）の作動で簡単に対処でき、また安全である。

- ③ 力の調整、制御などが容易に正確にできる。

入力に対する応答性が速い。圧力制御弁のハンドル操作により、力の調整を容易に変えることができる。また方向切替え弁により運動の方向の切換えや、シーケンス弁の組込みなどにより、複雑な作業工程を連続的に順次作動させることができ、自動化や省力化を図ることができる。

- ④ 運動の速度を広範囲かつ連続的に、無段変速することができる。

流量調整弁により油量の調整を容易に行うことができるので、広範囲の無段変速を、連続的に得ることができる。従って、ギア・電気による変速方式に比べ機構が簡単なことでより小型にできる。

- ⑤ 振動が少なく作動が円滑にできる。

ギアや電動機を使用した場合、慣性が大きいので急激な発進・停止・逆転には衝撃（ショック）は避けられないが、油圧は軽い油を使用し、しかも機械全体が小型であり、慣性が小さいため衝撃が比較的小さく動作も滑らかである。

- ⑥ 遠隔操作が容易にできる。

油には粘性があってパイプ内通過に際しての圧力低下のため、パイプによる遠隔運転は制限されるが、電氣的制御との組み合わせが容易で、押しボタン・リレー・リミットスイッチなどの電気機器による電気回路を電氣的に操作し、油圧回路の制御ができる。従って遠隔操作や自動制御が比較的容易である。

- ⑦ 耐久性がある。

油圧機械・装置は、いわば、潤滑油の中に装置を漬けたのと同様であるので、摩耗が非常に少なく耐久性を有する。

(2) 油圧の短所

油圧にも次のような問題点があり、今後の研究と技術開発を待たねばならない。

- ① 配管が面倒、油漏れが発生しやすい。

多数の制御弁を使用するので、それをつなぐパイプや継手類が多くて、配管が面倒であり、油漏れも発生しやすい。

② 火災の危険がある。

通常の油は可燃性（引火点210℃）のため、周囲に高温のものがあるときは危険である。特に噴霧状油は引火しやすい。不燃性の油もかなり使用されているが、価格が相当高く、油性などの性能も劣るのが普通である。

③ 効率が低い。

回転ポンプによって、機械のエネルギーを一度油圧のエネルギーに変えるので、直接にギアで伝えるより経路が1つ多くなり、エネルギー損失が多くなる。従って機械式に比べて、電動機出力が大きくなりがちである。

④ 作動油の温度変化により、機械の速度・効率が変化する。

油は温度により粘性が変化する。温度が低いと粘性が高く、温度が高いと粘性が下がる。従って、流量調整弁の絞りが一定でも、油温により通過する油量が変化し、その結果、機械の速度・効率が変化するなど、精密な制御が難しい面がある。粘度が変化しても流量が変化しづらいように工夫された絞り弁もあるが、適用には考慮が必要である。

⑤ 油圧機械・装置の整備には高度の技術が必要である。

高圧で使用されるため精度が高いので、整備には高度の技術が要求される。また塵埃等の侵入は機械の故障の原因となるので、清浄な作業場での整備が必要となる。

⑥ その他

高圧になるほど油温が上昇し、熱ひずみの発生や、しゅう（摺）動部分の摩耗などで、油の汚れによる機能低下を来たすので取扱いに、注意を要する。

以上、油圧の特徴について述べたが、現在油圧機械が広く利用される最も大きな理由の一つとして、設計が簡単で、機械の自動化（オートメーション化）に適していることが挙げられる。

4 油圧油（油圧作動油）

油圧油は、主に作業装置のコントロール機構に広く使われているが、一部をパワーステアリング（自動車用油圧式動力かじ取り機構）に流用しているものもある。油圧油の第一の目的は動力の伝達であり、同時にポンプ・バルブ・ピストン・シリンダなどの潤滑を行い、摩擦および摩耗を低減し、密封・冷却・防食および防錆の各作用を行っている。

現在、使用されている油圧油の種類は、石油系油圧油、合成油圧油、抗着火性油に大別されるが、これらのうち、鉱油の90番タービン油が価格も安いことから国内で最も多く使用されており、ついで、水グリコール系のものが使用されている。

油圧油に要求される性質および油圧油の保守管理上の留意点は、次のとおりである。

1) 油圧油に要求される性質

- ① 適正な粘度を有すること。
- ② 粘度指数が高いこと。

- ③ 酸化に対して安定していること。
 - ④ 金属摩擦面の潤滑性がよく、強じんな油膜を有すること。
 - ⑤ 異物をすみやかに沈殿分離できること。
 - ⑥ 泡立ち防止性がよいこと。
- 2) 油圧油の保守管理
- ① 必ず機械メーカーの推奨オイルを使用し、油量を適量に保つこと。
 - ② 各機械メーカーの指定するオイル交換間隔、フィルタ交換間隔を守り、また指定された方法で交換を行うこと。
 - ③ ゴミやホコリあるいは水分の混入には特に注意すること。
 - ④ 銘柄の異なるオイルはなるべく混用しないこと。

第6章 運 搬

第1節 フィーダ

フィーダとは搬送物を定量的に一定の精度内で運搬設備に送り込むためのもので、取り扱う運搬物の物理的性状、設置位置の関係や価格などの点から、いろいろな構造のものが用いられる。

1 フィーダの分類

(1) チェーンあるいはベルトによるもの

①エプロンフィーダ ②チェーンフィーダ ③ロスチェーンフィーダ ④ベルトフィーダ

(2) トラフ型の底板を動かすもの

①レシプロプレートフィーダ ②パイプレーティングフィーダ

(3) その他

①ロールフィーダ ②ロータリーフィーダ ③スクリーフィーダ

2 フィーダの構造

(1) エプロンフィーダ

エプロンフィーダはあらゆる塊状物の運搬に用いられ、その構造は、たんざく形の鋼板をプレスし、両側に立上り板をつけ、その下に2本のチェーンを取り付けて、案内レールあるいはローラ上を走行させるようにしたものである（図3.57a参照）。

鉱石や岩石のように塊状で摩耗性のものを大量に運ぶときや、大きな衝撃を受ける場合には、特重形のエプロンフィーダを用いる。

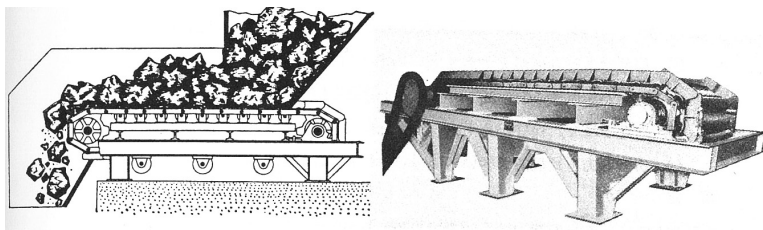


図3.57a エプロンフィーダの構造と外観

(2) チェーンフィーダ

トラフの中に数条のチェーンを走らせ、チェーンと原料運搬物の相互間摩擦力を利用して定量供給するもので、エプロンフィーダのようにエプロンのすき間から粉がこぼれ落ちることがないので、粉体から塊状物まで粘着性のないものに用いられる（図3.57b参照）。

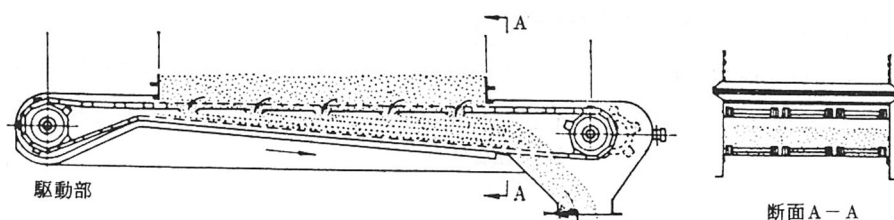


図3.57b チェーンフィーダの構造

(3) ロスチェーンフィーダ

原料ビン下方側面出口に設置され、そのフレーム上に取付けられたヘッドドラムに数条の重いエンドレスチェーンをカーテン状に並べて垂らし、その下端が排出シュート面に接するようにしてチェーンの自重により原料がビンから流出するのを抑えている（図3.58参照）。原料の供給方法は、チェーンをゆっくり回転すると、その回転につれてチェーンの走行の距離だけビンから適量の原料が供給される。

衝撃の大きい大塊の供給にもっとも適しており、塊状の鉱石や粗石には非常に有効である。

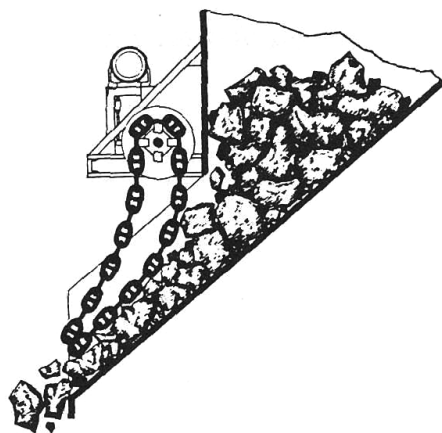


図3.58 ロスチェーンフィーダの構造

(4) ベルトフィーダ

主としてホッパーの排出口から重力で流出する材料を、エンドレスのゴムベルト上へのせ粉粒体を引出す方式のものであるが、次の工程に定量性を保ちながら供給するフィーダである（図3.59参照）。エプロンフィーダのエプロンの隙間からこぼれ落ちるような細かいものを送り出すのに用いる。その構造はベルトコンベアとほとんど同様であるが、ただ、ローラの取付間隔を狭くして、ベルトの垂れ下がりを防ぐようにしてある。

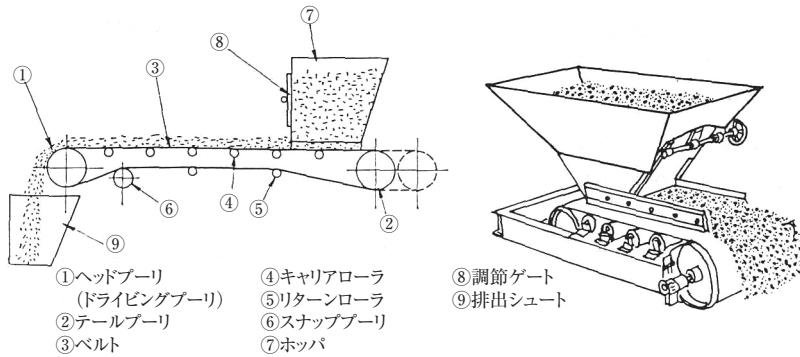


図3.59 ベルトフィーダの構造

(5) レシプロプレートフィーダ

このフィーダは、主としてビンまたはトラックホッパ下部に設置される。フィーダの能力は、100～500 t/h程度であり塊状（10～100 mmまたはそれ以上）で粘着性の少ない粉粒体の供給に使用される。

構造は偏心盤により往復運動する往復板と、これを支持する車輪、及びこれらをのせる架台から成り立っている。原料は往復板が前進するときのみホッパから送出され、後退するときは板が原料の下部をすべって後退するので、原料のみが板の端から確実に供給される（図3.60参照）。

供給量の調節は、ゲートの開度、往復回数および底板のストロークを調整して行うことができる。

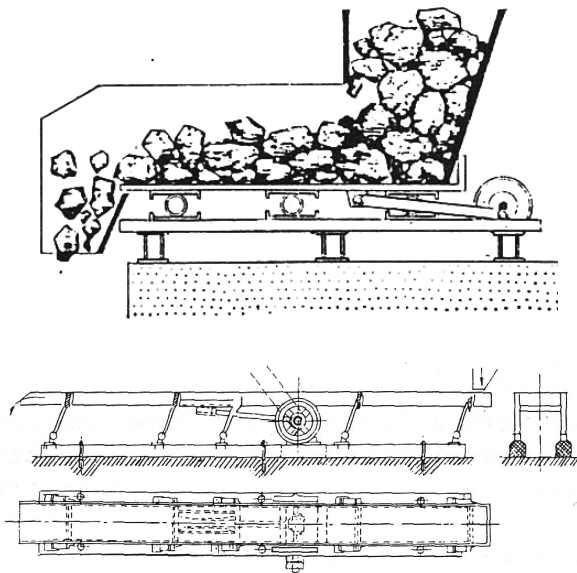


図3.60 レシプロプレートフィーダの構造

(6) バイブレーションフィーダ

トラフの一部にバイブレータを装置して、これに振動を与え、その振動によって荷物を送り出すものである（図3.61～3.63参照）。荷物の進み具合はその物理的性質と形状によって異なるが、だいたい2.5～4 mm位であり、送られる速度は7.5～12 m/min位となる。1個のバイブレータで運搬できる長さは、トラフの大きさによって異なるが、だいたい、小型のもので900 mm位、大型で2,000 mm位までである。したがって、長い距離の場合には、1個のトラフに数個のバイブレータを取り付けたものを用いるか、数個のフィーダを多少落差をつけて直列にして使用するとよい。

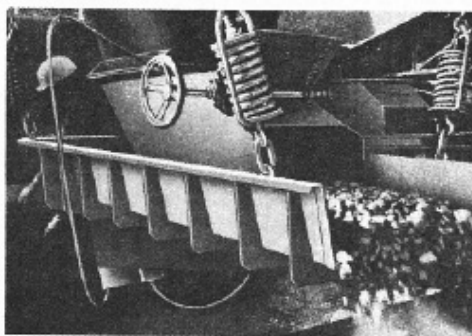


図3.61 バイブレーションフィーダの使用例

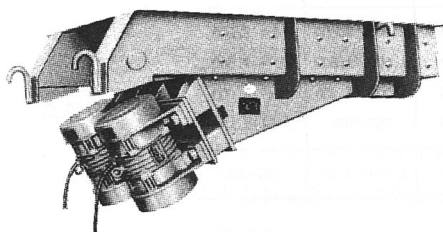


図3.62 バイブレーションフィーダの外観

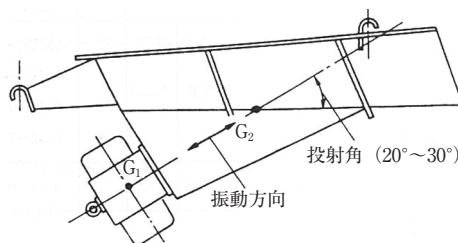


図3.63 バイブレーションフィーダの構造

(7) ロールフィーダ

ロールフィーダは、複数の回転ローラを直列に配列し、通常 10° ～ 20° の傾斜に設置し、供給物の定量供給あるいは粗ふるいに使用する（図3.64参照）。ローラ形状は、平形、溝形などがあり、使用条件や目的により、ローラ形状、機長等を任意に設定できる。機構が非常に簡単なため、過酷な条件に適している。

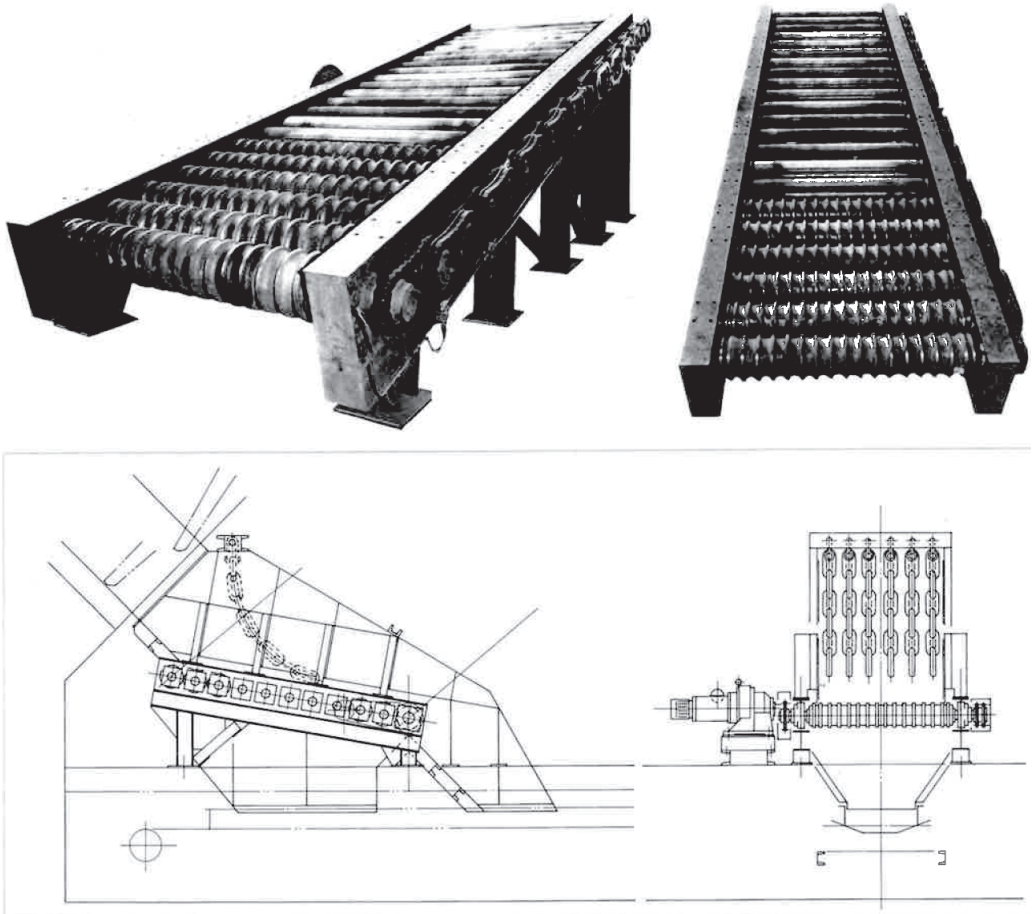


図3.64 ロールフィーダの外観と構造

(8) ロータリフィーダ

シャフトに数枚の羽根を取付けたロータをケース内で回転し、ホッパからの重力によって粉粒体を羽根と羽根の間に受入れ、下方に定量供給するもので、ホッパからの排出、あるいは吸引式、圧送式の空気輸送装置の定量供給機として使用される（図3.65、3.66参照）。

回転数を変えることで供給量を容易に変えることができ、上下を接続することにより、密閉構造として使用できる。

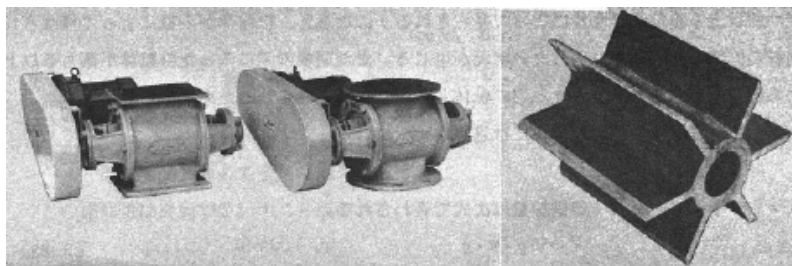


図3.65 ロータリフィーダの外観とロータ

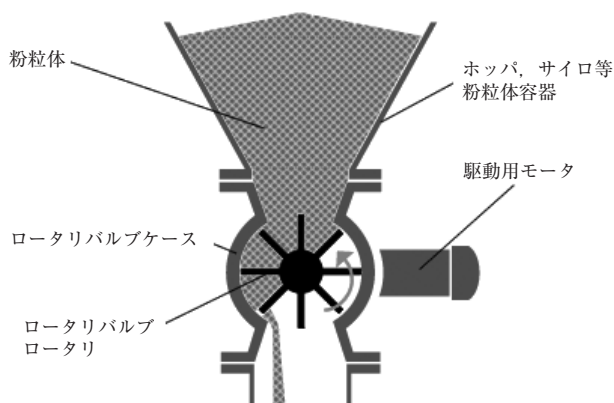


図3.66 ロータリフィーダの構造

(9) スクリューフィーダ

ホッパー下部により常に粉粒体を引出し定量供給する機器である。構造は、断面がUトラフまたは管の中になせん状のスクリーユ羽根を横たえ、軸を回転して、粉粒体を輸送するもので、供給はトラフ一端の上部から入り、排出は他端のトラフ下部より排出する（図3.67参照）。

スクリーユコンベアでは、スクリーユのシャフト以下に粉粒体を充填し、スクリーユを回転することによって、粉粒体に軸方向の推力を与えて移送するが、フィーダではトラフ一杯に充満して移送する。このため、移送量と所要動力が大幅に異なる。

供給量は限界回転数（約100 rpm）までは、回転数とリニアに比例し、比較的精度もよく、供給量の調節も簡単にできる。密閉構造にすることができるので、ダストの漏れ湿気の侵入を防げる。

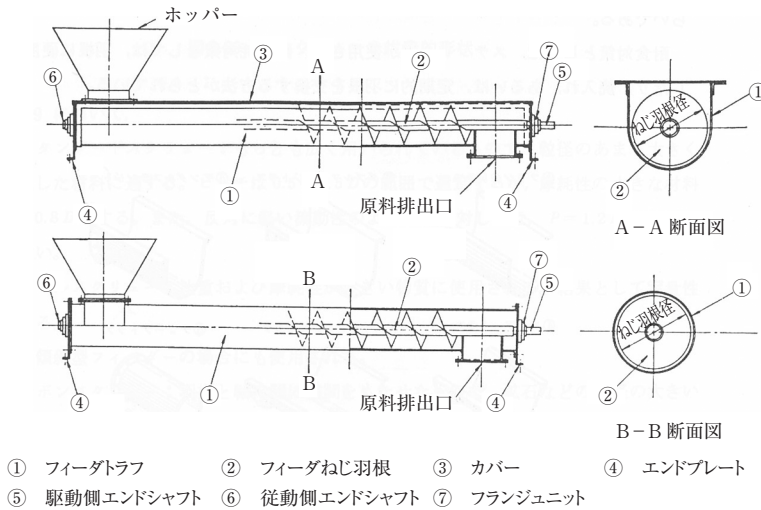


図3.67 スクリューフィーダの構造

参考文献

粉粒体精密供給技術

発行：昭和61年5月30日 著者：柴田力 発行社：株式会社アイピーシー

第2節 ベルトコンベア

1 ベルトコンベアの種類

ベルトコンベアは代表的な連続運搬機である。ベルトコンベアの使用範囲は、普通18~20°くらいの傾斜までであるが、棧（さん）付ベルト等を用いてかなり急傾斜でも使用できるようになった。

1基当りの運搬距離は、張力の大きいベルトの出現で著しく増大し、国内では14 kmを超えるものも設置されている例がある。

また、コルゲートサイドコンベアベルトと呼ばれる、横棧およびベルト両側端に波形耳棧をつけたものや、運搬物受入後ベルトを円形のパイプ状に包んで密閉輸送するパイプコンベア等により、急傾斜運搬や曲線運搬が可能である。

石炭・鉱石・穀物などのばら物に対して大きな運搬能力を持ち、動力消費も少なく構造が簡単で運転に対する信頼度が高く保守が容易である。欠点としては、①傾斜角度に制限がある、②1本のコンベアをカーブさせるのに技術を要する、③高温のものを運搬できない、などがある。

ベルトの材質には、綿帆布、ナイロン、ビニロンあるいはスチールコードなどを心材にし、ゴムを被覆したゴムベルトが最も多く使用されており、布、金網、鋼帯、不織布なども用いられる。

2 ベルトコンベア構成部品

ベルトコンベアの規模条件などにより、種々の部品などを組み合わせて設置する。

ベルトコンベアの設置例を、図3.68に示す。

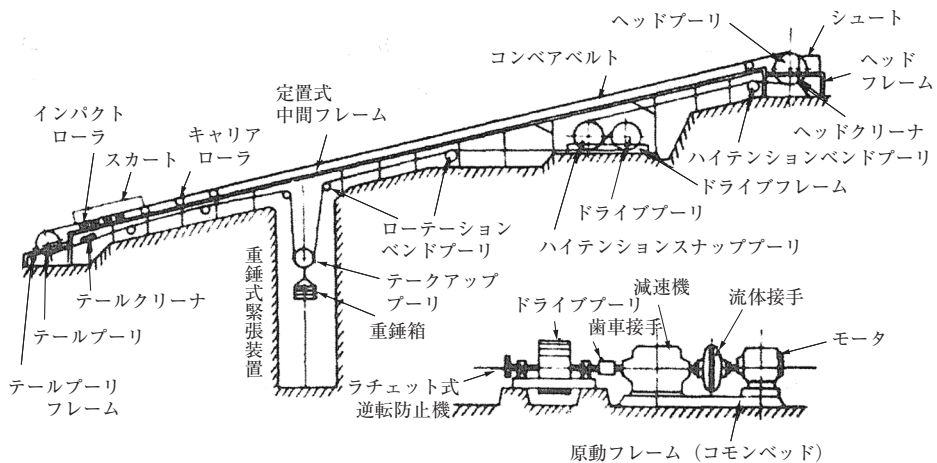


図3.68 ベルトコンベアの設置例

(1) ゴムベルト

ゴムベルトは、心材およびブレーカとそれを被覆するカバーゴムから成る。心材が張力を保ち、かつ積載物を支える目的を持つ。ベルトの安全率は、最大運転張力に対し、多層ベルトで12~18、レスプラインベルトで10、スチールコードベルトでは7以上取らなければならない。

なお、ベルトの安全率の算出は、 $((\text{使用するベルト強度}) \times (\text{ベルト幅}) \div (\text{コンベア機器の最大張力 } F_{\max}))$ により行う。

1) カバーゴム

カバーゴムはベルトの心材を保護する役目をし、運搬物の性質・塊の大小に応じゴムの種類やゴムの厚さを決める。必要な性質は、耐摩耗性が良い、引裂抵抗が大きい、引張強さが大きい、適度な伸びがある、適度の柔軟性と弾性を持ち屈曲性がある、老化性がない、摩擦係数が大きい、耐衝撃性が良いことなどである。

特殊条件で使用する場合には耐熱性・耐化学薬品性・耐油性・難燃性・無毒性など用途に応じた性質のものを使用する。

また、ローラ乗り越え抵抗を抑えた省エネルギー性能を付加したカバーゴムを使用した省エネルギーベルトもある。

2) 心材

心材には綿・レーヨン・ビニロン・ナイロン・テトロンなど天然繊維、合成繊維を練り合わせた帆布やコード、スチールコードが使用される。

コンベアベルトの性質は心材の性質によって左右され、一般に綿は弱く、レーヨンは耐水性が悪い。ナイロンはすべての点で他の帆布より優れているが、伸びが大きいのが欠点である。

各種繊維の性質を、表3.26に示す。

表3.26 各種繊維の性能比較

| 項目 \ ベルト種類 | スチールコードベルト | アラミドベルト | NN帆布ベルト | EP帆布ベルト |
|------------|------------|---------|---------|---------|
| ベルト全厚 | ○ | △ | ◎ | ◎ |
| 動力 (ベルト重量) | ○ | ◎ | △ | △ |
| 伸び | ◎ | ◎ | △ | ○ |
| 直進性 | ◎ | ○ | ○ | ○ |
| 耐衝撃性 | ○ | △ | ◎ | ◎ |
| 耐腐食性 | △ | ◎ | ◎ | ◎ |

① 多層帆布ベルト

心材に、ナイロン・ポリエステルなどで織った布を重ねて使用する (図3.69参照)。ベルトの強度は、プライ数を加味した心体幅1 mm当りの総保証強度で表示する。

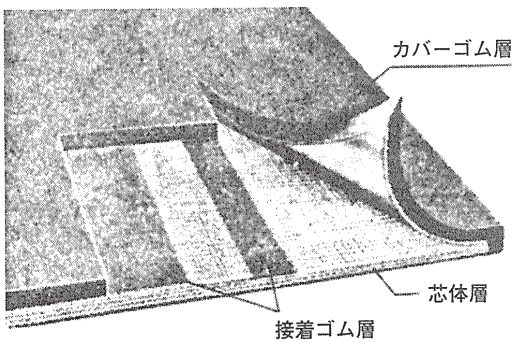


図3.69 多層帆布ベルト

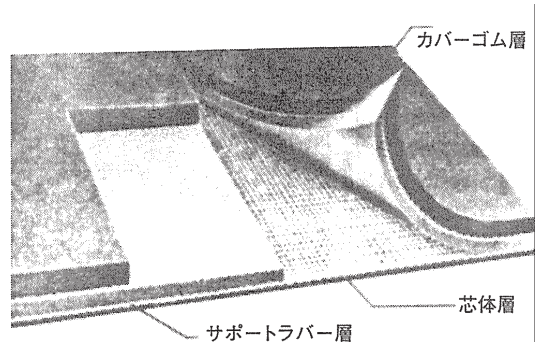


図3.70 レスプライベルト

② レスプライベルト

レスプライベルトは、ナイロン特殊織またはアラミド繊維を心材としたものであり、1~2プライの製品ベルトである。(図3.70参照) ナイロン特殊織を心材としたベルトは、曲げ疲労が少ないのでプーリ径が小さくでき、耐衝撃性が良く、心体とゴムの接着力が強く、また耐浸水性がある。

アラミド繊維を心材としたベルトは、高強力、高弾力性を特長とし、長距離、大容量、高張力ラインに適している。

③ スチールコードベルト

心材として、一般に直径2~10 mmの亜鉛メッキまたは黄銅メッキした鋼索を使用するベルトである (図3.71参照)。

大きな張力に耐え、トラフ性が良く、同程度の強度を持つ布ベルトよりも小さな直径のプーリを使用できる。また、伸びが少ないから駆動プーリ周辺でのクリーブ現象の発生がほとんどなく、テークアップの移動距離が少ない。

スチールコードの表示は一般に、ベルト幅1 mmの保証強度で表示する。例えばベルト幅1 mmあたり1,000 Nの保証強度を持つスチールコードベルトは、ST-1000と表示する。

3) ブレーカ

ブレーカはカバーゴムと心材の密着を良くし、心材に対して衝撃を緩和し、かつカバーゴムの引裂を防止する役目を持っている。

4) ゴムベルトの接合

現場応急接合法として、金具によるアリゲータ接手、フレキシコ接手、ベルトファスナ接手、ヘルメチック接手、プリストル接手などがあるが、接手効率が低く30~60%程度である。

最も理想的な方法は、エンドレス加硫接合法である。本法は、ベルトを適当な長さにはがし、糊で接着した後、150℃前後の温度で30分前後加熱圧縮して硫化接合する。接手効率は80~100%と高い。

各種金具継手、エンドレス加熱継手の例を各々図3.72および図3.73に示す。

(2) コンベアローラ

ローラには運搬物を載せて運ぶ側のキャリアローラ、帰り側のリターンローラ、ベルトの蛇行を自動的に調整する自動調心ローラ、荷積箇所での衝撃を緩和するインパクトローラなどがある。

1) ローラの型式

① 平型キャリアローラ

1本のローラでかさ物や少量のばら物運搬に使用する(図3.74上参照)。

② トラフ型キャリアローラ

2本組・3本組・4本組・5本組等があり、3本組が一般的である(図3.74下参照)。3本組のトラフ角は20度・25度・30度・35度・45度等ある。4~5本組は主にトラフ角45度~60度に使用し、U形キャリアローラと呼ぶ。

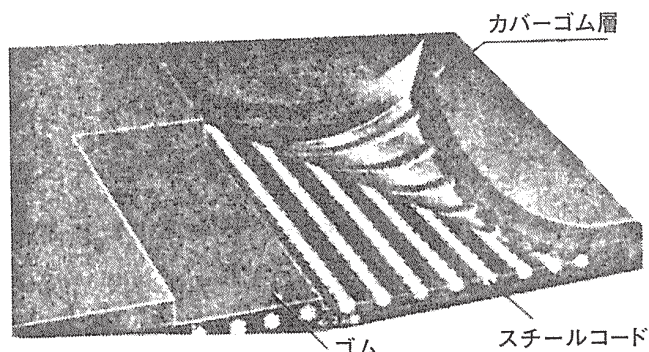


図3.71 スチールコードベルト

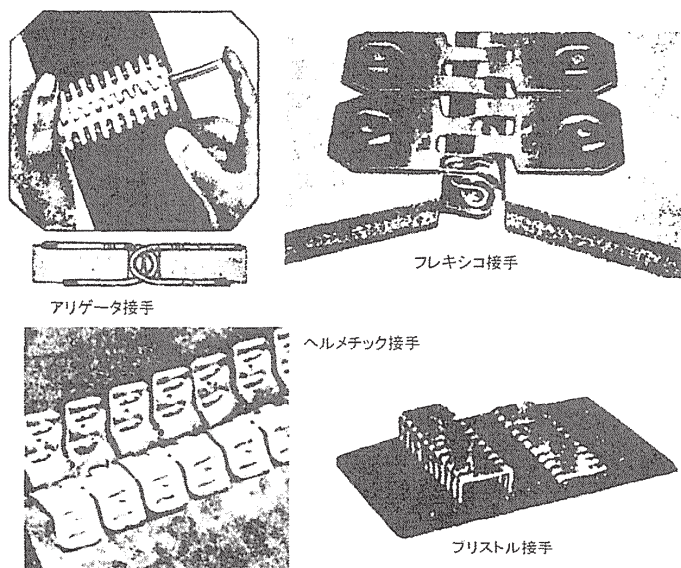


図3.72 ベルト用各種金具継手

③ リタンローラ

帰り側ベルトを支えるローラで、通常は1本の平形であるが（図3.75参照）、帰り側ベルトの蛇行を防止するため2本のV形もある。リタンローラはベルトの汚れた面と接触するため、ローラの摩耗、腐食を防止し、ベルトの付着物を清掃するなどの対策を施したものもある（図3.76参照）。

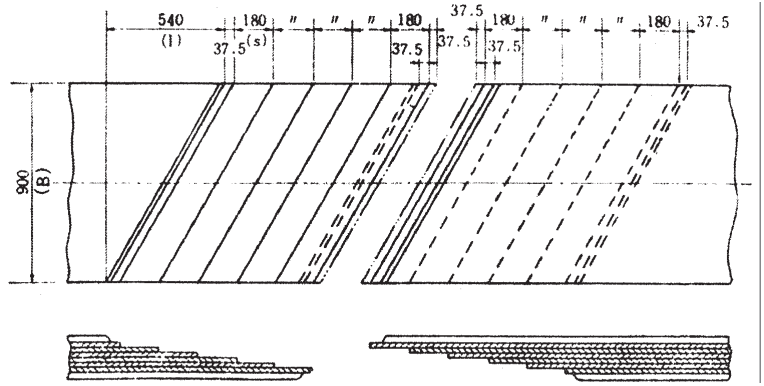


図3.73 エンドレス加熱継手施工前準備例

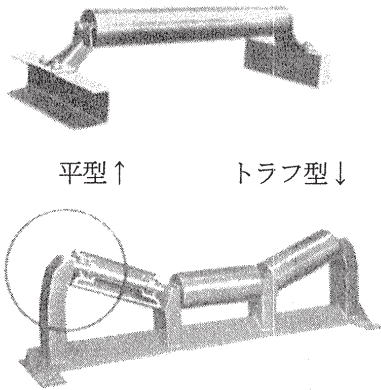


図3.74 キャリアローラ

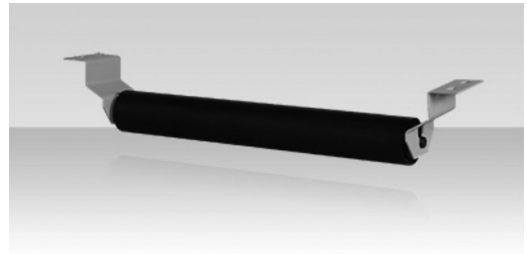


図3.75 リタンローラ

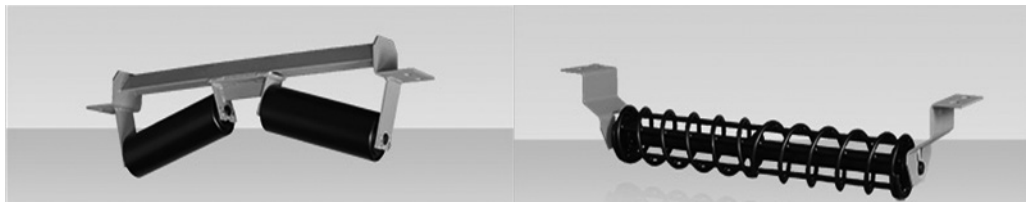


図3.76 V型リタンローラ（左）とスパイラルリタンローラ（右）

④ ガイドローラ

ベルトが極端に蛇行し、キャリアローラ・リタンローラから外れるのを防ぐために使用するが、運転中にベルトの端縁部を損傷することがあるので、十分注意して設置する。ガイドローラの例を、図3.78（上）に示す。

⑤ 自動調芯ローラ

種々の原因でベルトが蛇行するとき、積載物の自重を利用して自動的に調整するローラで、運

ぶ側と帰り側に取り付ける。ガイドローラ付きや、両端2個のローラにテーパ付きなどがある（図3.78上、中参照）。

⑥ インパクトローラ

積み込み・積み替え個所の運搬物の落下による衝撃を吸収するために、ローラ外周にゴムリングまたはゴムタイヤをはめたものである（図3.78下参照）。

また、ローラの代わりにバータイプを採用、面で荷重を受けることでたわみを無くし、乗継部分でのスカート部からの落鉞・発じんを防止するものもある。

⑦ ガーランドローラ

2本3本或いは5本のローラをチェーンのジョイントリンクでつないで構成されたもので、両端は取付フックを用いてコンベアフレームに直接、或いは、ガーランド専用架台に取り付ける構造である。高速で幅広なコンベアに適しており、ベルトの蛇行抑制、曲線カーブに対応可能の特徴がある（図3.77参照）。



図3.77 ガーランドローラ

2) ローラの取り付け間隔

キャリアローラはベルトの垂れ下がりやローラ間隔の1/50以下を支えるもので、水平コンベア、上りコンベアの頭部は、尾部に比べ張力が大きく垂れ下がりが少ないので、間隔を広く取ることができる。帰り側も張力を与えないとベルトは垂れ下がるが、リターンローラの間隔は、キャリアローラの2倍以上、3 m以内にし、垂れ下がりもローラ間隔の1/50以下にする。

(3) プーリ

ヘッドプーリ、ドライブプーリ、テールプーリ、スナッププーリ、テンションプーリ、バンドプーリなどがあり、鋼製・铸铁製である。

通常、プーリ表面はベルト片寄り防止のため中高にし、ベルト幅より50 mm～100 mm広く作る。高張力用は、プーリ全体に張力を均一化させるため、平坦にし、ベルト幅より150 mm以上広く作る。プーリの直径 D は、帆布ベルトではベルト寿命を考慮し、プライ数 n と心材により、 $D/n = 75 \sim 200$ に

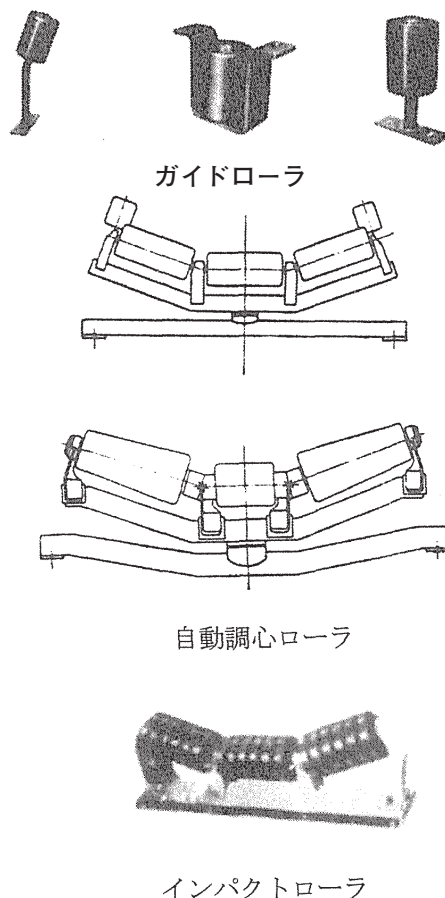


図3.78 ガイドローラ（上）自動調心ローラ（中）およびインパクトローラ（下）

取る。高張力ベルト，スチールコードベルトでは，最大面圧が1 MPa以下になるように決める。

屋外コンベア，水分の多い物を扱うコンベア，高張力コンベアなどのドライブプーリは，ベルトスリップを起こしやすく，種々故障の原因となる。このため，ゴムラギングやセラミック加工して摩擦係数を増やし，スナッププーリを取付け，2つの駆動部を持つタンデム駆動方式にすることでベルト巻付角度を大きくして，スリップを防止する。

ゴムラギングプーリの例を図3.79に示す。

(4) 駆動装置

駆動装置に，1個のプーリを駆動するシングル駆動，2個のプーリを駆動するタンデム駆動と，これらの組合駆動がある。駆動形式には電動機と減速機による直結駆動とローラーチェーンによるチェーン駆動がある。一般的に，水平と上りコンベアは頭部または中間部に駆動装置を設け，下りコンベアの場合は尾部に駆動装置を設ける。

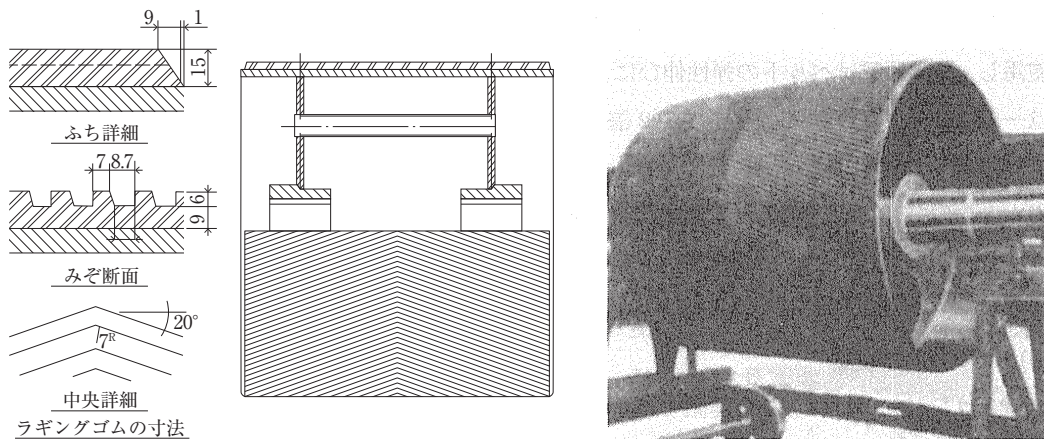


図3.79 ゴムラギングしたベルトプーリ断面とラギングの具体例

(5) 逆転防止装置とブレーキ

傾斜コンベアでは運搬物が積載されたまま停止すると，逸走したり逆転したりして事故を起こす。このため，ラチェット，ローラ式，電磁式などの逆転防止装置を，また油圧式や電磁式のブレーキを，プーリ軸，減速機軸または電動機軸に取り付ける。

(6) 緊張装置

緊張装置は，ベルトに動力を伝えるのに必要な初張力を与え，運搬物による永久伸びや緩みをとって駆動プーリの緩み側張力を大きくするために設ける。そのため，常に引張側の張力を調整し有効張力を増やす必要がある。

一般に，水平コンベアの緊張装置は駆動プーリの直後に設ける。上りコンベアでは帰り側ベルトの自重を利用し，テールプーリ自体を緊張装置にすることが多い。また，下りコンベアの場合も帰り側ベルトの自重を有効に利用する必要があるので緊張装置は頭部に設けるのがよい。

1) ねじ式緊張装置

長さ30 m以下の短いコンベアは、弾性伸びによる伸縮長さが小さいので、動力伝動に必要な初張力を与えるためにねじ式緊張装置を使用する。ねじ式では、手加減によるため過大または過小になりやすく、特に始動のときベルトを損傷しやすい。

2) 重すい（錘）式緊張装置

長いコンベアや傾斜コンベアでは、張力の差によるベルトの伸びが大きいため、重すい式緊張装置を使用する。移動距離は、ベルトの弾性伸びによる伸縮長さも考えて、全長の1~2 %必要である。重すいの重さは、一般に駆動プーリ緩み側張力の約2倍である。

3) 電動式緊張装置

重すい式緊張装置では起動のとき加速張力が増えるため、緊張プーリがサージングを起こす。そのため、ベルトの伸びが大きい場合には、ベルト張力を検出して、自動的に張力を調整する電動式緊張装置（パワーテイクアップ）を使用する。

(7) ベルト清掃装置

ばら物を運搬すると、微粉がベルトの表面に付着してベルトとプーリの摩擦係数が低下し、ベルトがスリップする。また微粉がスナッププーリやリタンローラに圧着されて直径が不規則に成長し、ベルトが蛇行したり、上下に動揺したり、心材に局部的な大きい張力変化が起り、正常運転ができなくなることもある。そのため頭部荷卸個所のプーリ、帰り側ベルトにかき板式クリーナ、回転ブラシ式クリーナ、スパイラルゴムローラ式クリーナ、高圧水洗式クリーナなどのベルト清掃装置を、単独にまたは組み合わせて使用する。クリーナ設置例を、図3.80に示す。

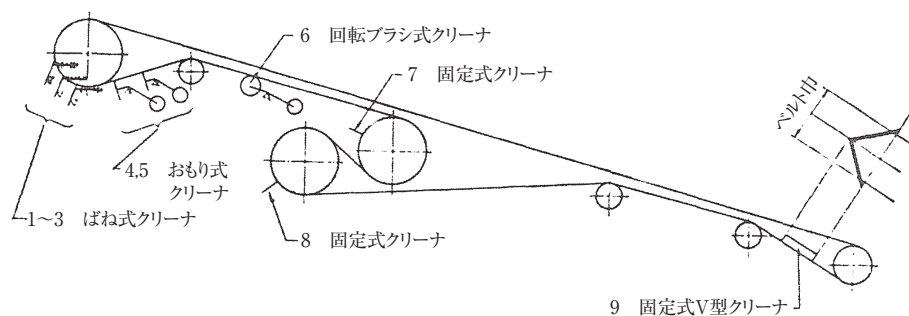


図3.80 ベルトクリーナ設置例

(8) 反転装置

リタン側のベルトを反転させる装置で、コンベア中間部の下部堆積物を削減するものであり、長距離ラインで採用されることが多い。

(9) シュート

運搬物をコンベアの中央に、かつベルトの進行方向へ進行速度に近い速度で送るように、また場合によっては運搬物の破碎飛散防止のためなどに使用する。シュートに塊や長物が詰まると、溢れてベルトの事故原因になるので、シュート詰まり検出装置を設けることを推奨する。

(10) トリッパ・スクレーパ

ベルトコンベアの運搬物を途中で荷卸しするために、ばら物には移動式または固定式トリッパを、かさ物にはスクレーパを使用する。

(11) 支持構造物

運搬物の性質，設置場所の環境，使用目的・用途に応じた形式がある。

1) 据付け型支持構造物

鋼板製の背の低い台脚にデッキプレート載せてローラ類を取り付けたデッキプレート型，鋼板または形鋼の背の低い台脚に山形鋼または溝形鋼のストリングを通してローラ類を取り付けたストリング型，キャリアローラを取り付けるストリングとしてワイヤロープを通してリンク式キャリアローラを取り付けたロープストリング型支持台などがある。

2) さん（棧）橋型支持構造物

片側または両側に歩道を設けて屋根を取り付けたり，コンベアにのみカバーを取り付けたり，外装したトラス構造の定置式さん橋型支持構造物や，コンベアの輸送組立分解に便利なトラス構造の組立式さん橋型支持構造物がある。

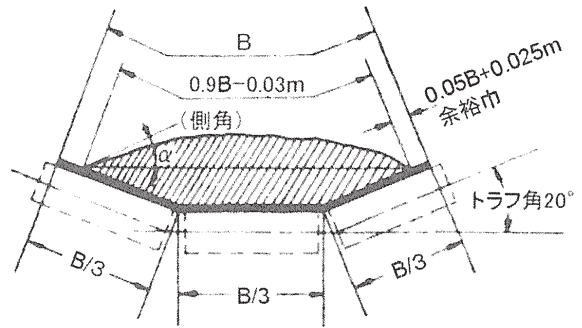


図3.81 ベルトコンベアの積載断面

3 ベルトコンベアの計算

(1) 運搬能力

運搬能力 Q_m は，運搬物の積載断面積にベルト速度を乗じたもので，次式による近似計算で求める。

$$Q_m = 60 \cdot A \cdot v = 60 \cdot K \cdot (0.9B - 0.05)^2 \cdot v \dots\dots\dots (3.36)$$

- ここで、 Q_m ：運搬能力 [m³/h]
- A ：運搬物の積載断面積 [m²]
- v ：ベルト速度 [m/分]
- K ：定数 (表3.27参照)
- B ：ベルト幅 [m]

| 側角 ° | 10 | 20 | 30 |
|------|--------|--------|--------|
| K | 0.0963 | 0.1245 | 0.1538 |

標準的な積載断面を，図3.81に示す。

(2) 所要動力

所要動力 P は，次式により求める。

$$P = P_1 + P_2 \pm P_3 = 0.06 \times f \times W \times v \times \frac{l + l_0}{367} + f \times Q_t \times \frac{l + l_0}{367} \pm \frac{h + Q_t}{367} \dots\dots\dots (3.37)$$

ここで, P : 所要動力 [kW]

P_1 : 無負荷動力 [kW]

P_2 : 水平負荷動力 [kW]

P_3 : 垂直負荷動力 (下りコンベアの時符号は-となる) [kW]

f : ローラの回転摩擦係数; 表3.38による

W : 運搬物以外の運動部分の重量 [kg] 表3.39による。

v : ベルト速度 [m/min]

l : コンベア長さ (頭部と尾部ベルト車間の水平中心距離) [m]

l_0 : 中心距離修正値 [m]; 表3.38による。

Q_t : 運搬量, $Q_t = Q_m \cdot \gamma$ [t/h]

h : 揚程 (上りまたは下りの垂直高さ, トリッパのある場合はトリッパの立ち上がり高さを含む) [m]

表3.28 ローラの回転摩擦係数 (f) と中心距離修正値 [l_0]

| f | l_0 [m] | 装置の構造上の特性 |
|-------|-----------|------------------------------------|
| 0.03 | 49 | 回転抵抗が普通のローラを使用した装置で設置状態があまり良好でないもの |
| 0.022 | 66 | 特に回転抵抗の少ないローラを使用した装置で設置状態が良好なもの |
| 0.012 | 156 | 下りコンベアの制動力を計算する場合 |

表3.29 運搬物以外の運動部品の重量 (W)

| ベルト幅 [mm] | 400 | 450 | 500 | 600 | 750 | 900 | 1,050 | 1,200 | 1,400 | 1,600 | 1,800 | 2,000 |
|--------------|------|-----|-----|------|-----|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| W [kg] | 22.4 | 28 | 30 | 35.5 | 53 | 63 | 80 | 90 | 112 | 125 | 150 | 160 |

4 据付け・運転に対する注意事項

(1) 据付けに対する注意事項

- ① コンベア路線は軸線に対して偏りがあるてはならない。偏りがある場合は、ベルトの振れおよびベルトの端縁部 (耳部) を損傷するばかりでなく、片寄ってフレーム・坑枠などに接触して火源のない所において火災に繋がるケースも考えられ、安全運転ができなくなるため、偏角は最小限に止めなければならない。しかし、偏角が最小限であっても、ベルトの接合方法・施工状況およびローラなどの設置要因でもベルトが片寄るので、ベルト蛇行検出装置を設置するのが望ましい。
- ② 基礎コンクリート、駆動フレームなどは狂いの起こらぬよう十分な強度を持たせ、据付けにあたっては、水平、中心を正確に出さなければならない。特に駆動部はライナを使って水平度を正

確に出すべきである。

- ③ ローラ類は十分に注油された良く回転するものを，フレーム中心線に対して水平かつ直角に取り付ける。
- ④ シュートは運搬物がベルト速度とほぼ同じ速度で落下し，しかもとび跳ねないような角度と大きさを必要とする。
- ⑤ スカートはベルト進行方向に対し，わずか末広がりにし，スカートゴムとベルトのすき間は出口側を入口側より多くとり，かみ込みによるベルトの損傷を避ける。

(2) 運転に対する注意事項

- ① 油脂類は適正な種類のもので規定量入っているかどうか点検し，注油個所を常に清掃すること。
- ② ベルトには適正量を載せ，オーバーロードを極力避けること。
- ③ ベルトを必要以上張らないこと。
- ④ プーリ，ローラ類の清掃，回転状態に注意し，回転しないローラ，破損ローラは速やかに取り替えること。
- ⑤ コンベア各部の変形，芯狂，摩耗，破損の有無に注意すること。
- ⑥ コンベア各部の異常音，異常振動，発熱，漏油に注意すること。
- ⑦ ベルトのスリップの有無に注意し，原因を対処すること。
- ⑧ プーリのゴムラギングの摩耗に注意すること。
- ⑨ ベルトの蛇行状況を把握し調整すること。
- ⑩ ゴムベルト損傷の原因を究明して対処し，損傷箇所は速やかに修理すること。
- ⑪ ゴムベルトがベルトフレーム、原石などと接触していないか注意すること。またゴムベルトには油，グリースを付着させないこと。
- ⑫ ベルト立て裂きを起こす原因を取り除くこと。
- ⑬ 荷こぼれして，テールプーリに巻き込んでいないか注意すること。
- ⑭ 緊張台車の脱線の有無，作動状況に注意すること。
- ⑮ 重すい式緊張装置が下限まで下がっていないか注意すること。
- ⑯ ベルト清掃装置，シュート，スカートが適正な機能を有しているか注意すること。
- ⑰ ベルトに人を載せたり，異物を載せたりしないこと。

第7章 破碎・選鉱

第1節 クラッシャ

破碎とは鉱石や岩石を必要の大きさに小さく砕くことで、産物が比較的粗い場合を破碎、産物が比較的細かく単体分離を目的とした場合を粉碎（または摩砕）と呼んでいる。破碎をさらに分類すると、粒度にしたがって粗碎、中碎、細碎に分けられる。

破碎機は物理的な力により原料を破壊するが、この破碎力は圧裂、すりはがし、すりつぶし、衝撃、高速度衝撃に大別出来る。

1 破碎機の分類

破碎機の分類は、給鉱される破碎物の大きさ、必要産物の粒度による分類方法と、破碎力にしたがって分類する方法とがある。

(1) 粒度による分類

①粗碎機、②中碎・細碎機、③粉碎機に分けられ、粗碎機に属するものはジョークラッシャとジャイレトリークラッシャ、シングルロールがある。中碎・細碎機に属するものは、コーンクラッシャ、ダブルロールクラッシャ、インパクトクラッシャで、粉碎機に属するものは、ボールミル、ロッドミルなどがある。

(2) 破碎力による分類

圧裂または圧裂とすりはがしに属するものはジョークラッシャ、ジャイレトリークラッシャ、ロールクラッシャ、衝撃または衝撃とすりはがしに属するものは、ロールクラッシャ、ロールミル、コーンクラッシャ、ボールミルなどで、すりつぶしはツメ付ディスクミル、すりはがしは低速のボールミル、高速度衝撃に属するものはインパクトクラッシャ、ハンマクラッシャ、などである。

2 破碎機の構造

一般的に鉱山、碎石工場などによくつかわれるクラッシャの構造について述べると

(1) ジョークラッシャ

構造上、可動ジョーの上端を支点としたプレーキ型（図3.82参照）と可動ジョーの下端を支点としたドッジ型に大別出来る。一般的に硬い原料の粗碎に適し、基本構造に大きな変化はない。プレーキ型にも偏心軸に直接スイングジョーを取り付け、ピットマンを省略したシングルトグルジョークラッシャがある（図3.83参照）。この破碎機は、構造が簡単で価格が安いこと、重量が比較的軽く運搬が容易なことが特色となっている。しかしジョープレートの摩耗が大きくなりあまり硬い岩石の場合には適さない。一般的に、硬い岩石の大量一次破碎にはピットマンを有するプレーキクラッシャが採用され、中小規模のクラッシングプラントとか石灰石などのように石英分の少ない岩石の一次破碎用には、シ

シングルトグルジョークラッチャが使われる。いずれのジョークラッチャとも、給鉋が多過ぎると鉋石が破碎室で詰まるという欠点がある。

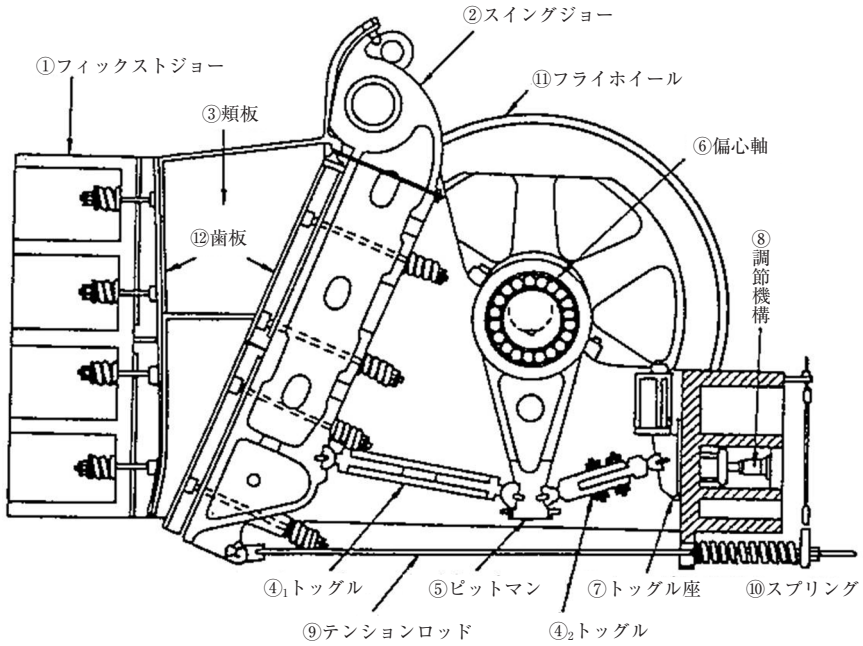


図3.82 ブレーキ型クラッチャ

フライホイール

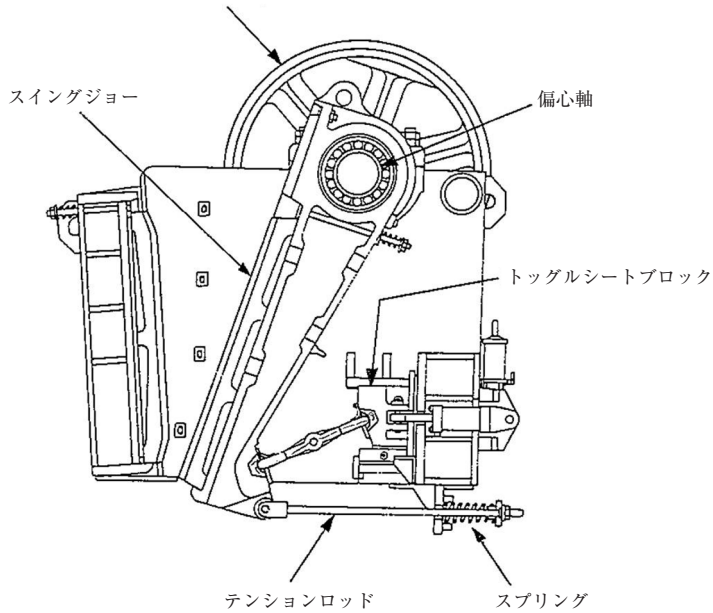


図3.83 シングルトグルジョークラッチャ

(2) ジャイレトリークラッシャ

ジャイレトリークラッシャは粗砕機に属し、1次または2次の破碎に多く使われる。

構造は1つの偏心旋動をする円錐状のマントルを逆円錐状の固定コーンケーブの中央に配置したもので、偏心旋動による両者の間隔の変化により、その間隙に挟まれた処理物を破碎する（図3.84参照）。マントルの駆動方法は、マントルの軸の上端を球面軸受で支持し下端を偏心スリーブで支持しておりその偏心スリーブをベベルギヤで回転させる。破碎粒度の調整はマントルを上下させて、マントル下端とコーンケーブの間隔を変化させて行う。

連続破碎であり大塊の大量処理ができるが、設備費、修理費、動力消費量が高い。

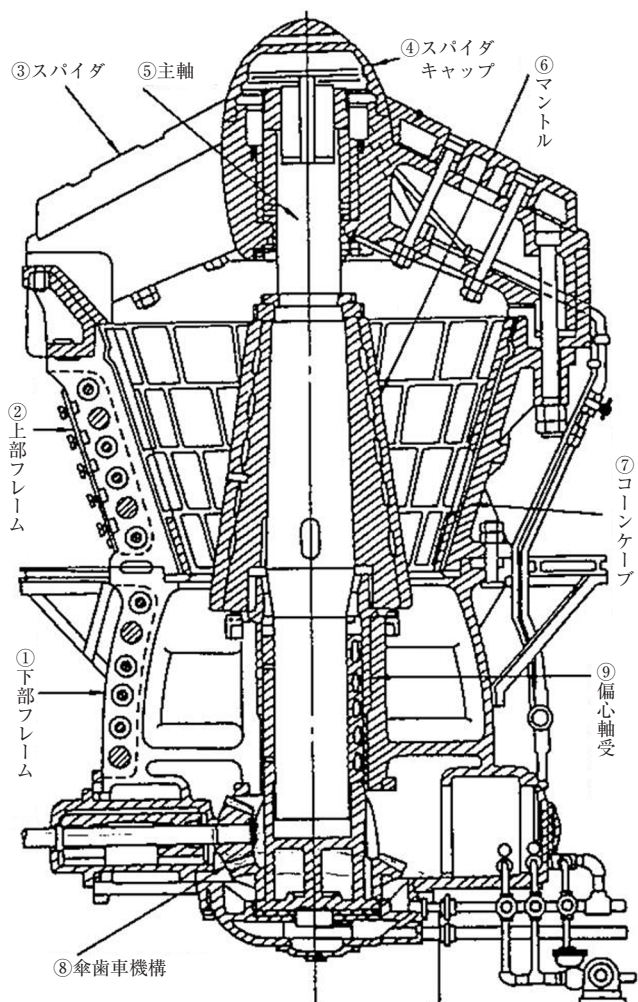
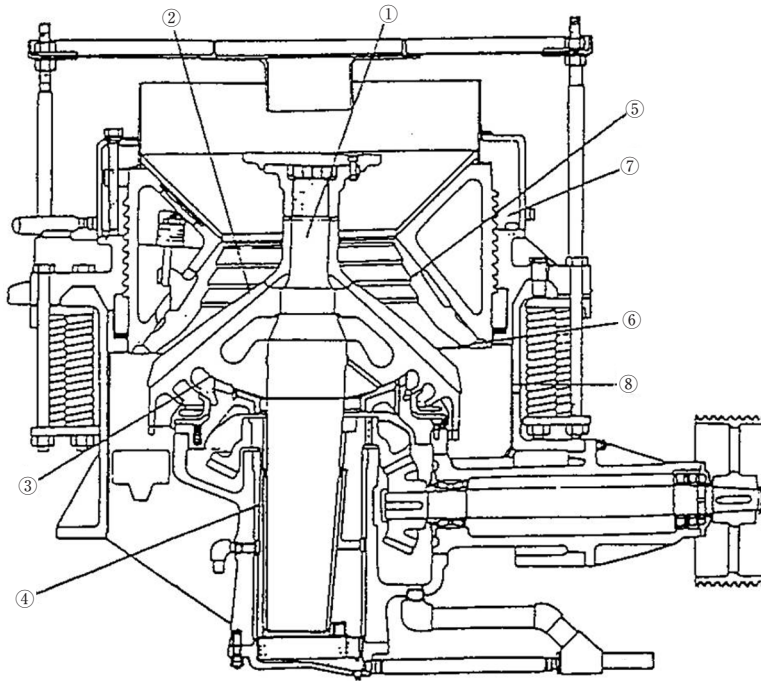


図3.84 ジャイレトリークラッシャ

(3) コーンクラッシャ

コーンクラッシャ（図3.85参照）は、2次または3次の破碎に多く使われる。構造上の特色は、破碎比が大きいことと、マントルが給鉤口から排出口に向かって大きく広がっていることで、そのために排出部の通過断面積が大きいので、破碎物の通過速度が速く処理能力が大きい。また、マントルの動きが大きく、強い衝撃圧縮破碎をおこなうので効率が良い。しかし、機械の高さが高く据え付け面積や空間を多く必要とし、運転中に鉄片などの異物をかみ込んだ場合は異常振動を与え、機械の主要部に故障をおこし、異物除去に時間がかかるなどの欠点がある。近年では、このような異物をかみ込んだ場合、油圧が瞬間的に上昇して一定圧力を超えると同時に、特殊安全弁が作動してシリンダ内の油が急速にタンクに戻り、マントルが急降下して異物を排出し、排出が終わると再びマントルが上昇して元の状態に戻すことが出来るものや、マントルとバウルライナの出口間隙を自由に調節出来る油圧式のコーンクラッシャが一般的に広く採用されている。



- | | |
|-----------|----------|
| ①主軸 | ⑤コーンケーブ |
| ②マントル | ⑥パラレルゾーン |
| ③フェリカルシート | ⑦上部フレーム |
| ④偏心軸 | ⑧下部フレーム |

図3.85 コーンクラッシャ

(4) インパクトクラッシャ

インパクトクラッシャ（図3.86参照）は、ロータに取り付けた衝撃刃により岩石を反撥板に強く打ち付け破碎する構造で、破碎比は一般の破碎機が3～6倍であるのに比較し、20～50倍と大きく、消費動力が小さい。産物の形状は立方体的である。構造が簡単で重量が軽いなどの特徴がある反面、ロータや衝撃刃の摩耗が非常に大きい欠点がある。

この破碎機は碎石プラントの細碎、整粒用によく使用されている。

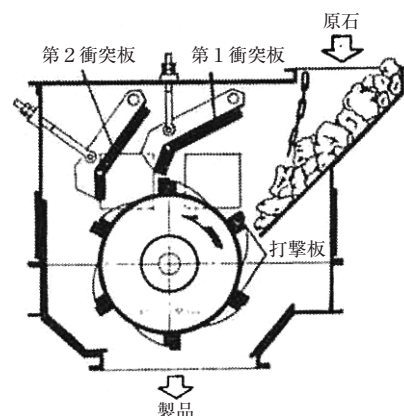


図3.86 インパクトクラッシャ

第2節 スクリーン

スクリーンとは、粒の大きさを一定の大きさの孔または間隙を利用して、孔を通過するものと通過しないものとに分類するフルイの役目をする機械のことで、その作動方式から次のように分類することが出来る。

1 スクリーンの分類

フルイが固定されているものを固定フルイといい、フルイの目づまりを防止するために適当な振動を与え動かすものを動式フルイという。この動式フルイに回転フルイと振動フルイとがある。振動フルイを更に分類すると

- ① 高速振動フルイ……ローヘッドスクリーン、タイロックスクリーン、リップフロースクリーン、エアロバイクスクリーン、楕円振動フルイ、電磁振動フルイ
- ② 共振フルイ
- ③ 低速振動フルイ

などである。

2 スクリーンの構造

(1) ローヘッドスクリーン

2対の不平衡重錘を歯車によって組み合わせ、互いに逆方向に高速度に回転させて直線振動を発生させる（図3.87参照）。この振動機を水平においたフルイの面に対して45°の角度に取り付けて、フルイ分けと同時にオーバーサイズの移動をおこなうスクリーンで、振動の形態上細粉の処理に適し、普通1mm目位まで使用するが、粗いものに対しては川砂

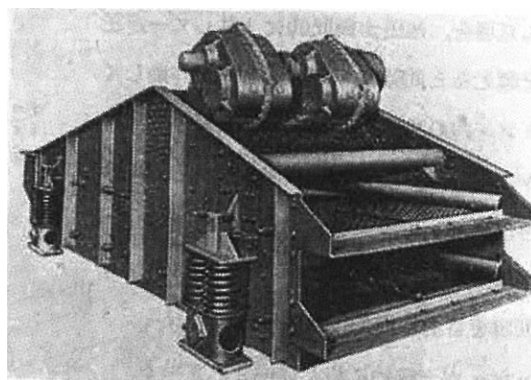


図3.87 ローヘッドスクリーン

利で90 mm、碎石で65 mm位までが限度と言われている。フルイ面を水平あるいは5°位までの逆勾配に据え付けられるので、上下のスペースが節約出来る。また据付が4本のワイヤロープで吊るせるため、極めて簡単である。

(2) リップルフロースクリーン

偏心軸と調整重錘輪によって発生する高速円運動の振動を利用する機械で（図3.88参照）、使用目的に応じ振幅、振動数を決めることができ、大塊から5 mm目位までの広範囲に使われる。大塊の処理に対しては振動も強力になる関係上「ばね上設置式」が良い。流量、粒度分布および粘性などの変化が生じて振動形態に変化をきたさないからフルイ分け効率が変わらないし、取り扱いが容易で運転経費が少ない。

一般的には、乾式フルイ分けにはリップルフロー型が、脱液洗浄用にはローヘッド型が多く使用される。

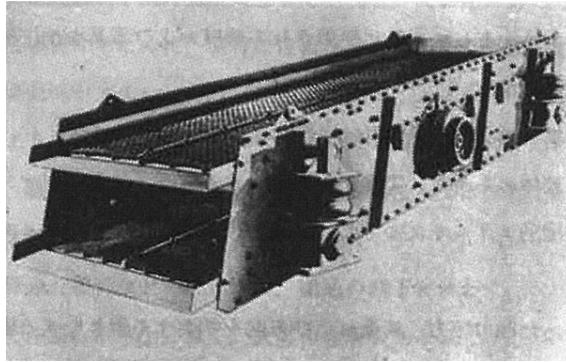


図3.88 リップルフロースクリーン

(3) タイロックスクリーン

タイロックスクリーンも、リップルフロースクリーンと同様、偏心軸と調整重錘輪によって振動が与えられる（図3.89参照）。この機械の特色はゴムのクッションで振動を吸収する点で、元来粗粒に使用されるよう設計されたものである。近來は、細かい粒度のフルイ分けにも用いられている。

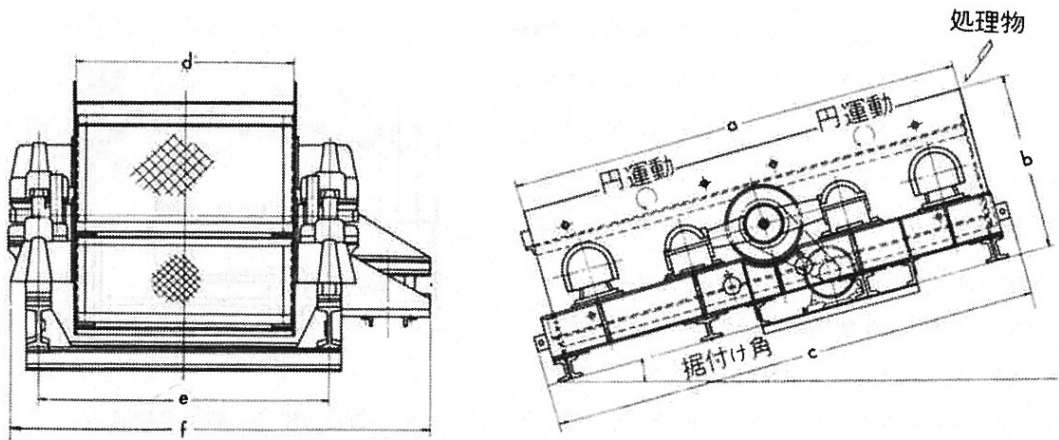


図3.89 タイロックスクリーン

(4) 多段形振動スクリーン

確率フルイとも呼ばれ、複数の傾斜の異なる網が上段が粗く下に向かうほど小さい網目になって取付けられており、上部の振動モーターが網に対し直線振動を与える（図3.90参照）。ある定まった網目を通過する粒子の通過確率は粒子の大きさにより一定で算定は可能である。すなわち粒子サイズが網目寸法に近いほど粒子は網目を通過しがたくなり、粒子サイズが小さくなるほど粒子は網目を通過しやすくなるという原理に基づくフルイである。

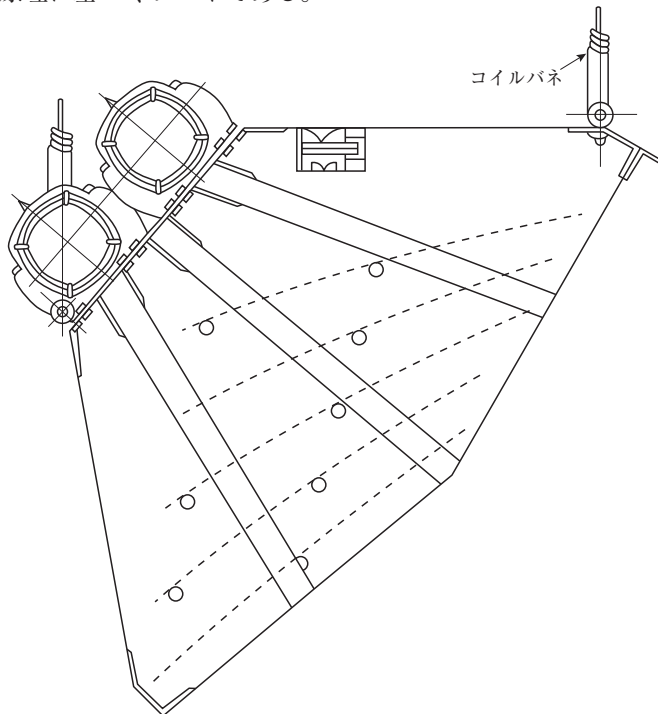


図3.90 多段形振動スクリーン

3 スクリーンの能力算定

フルイ面積の大きさの目安をつけるための算定式はいろいろあるが次のようなものが一般に使われる。

$$T = A \cdot t \cdot \rho \cdot K \cdot L \cdot M \cdot N \cdot O \cdot P \cdot R$$

$$A = \frac{T}{t \cdot \rho \cdot K \cdot L \cdot M \cdot N \cdot O \cdot P \cdot R}$$

T : フルイ機の処理能力 [t/h]

A : フルイ面の有効面積 [m²] ρ : 比重

t : フルイ目開き寸法に対するフルイ面1 m²当りの基準処理能力 [m³/h/m²] (図3.91)

その他の記号については表3.30参照。

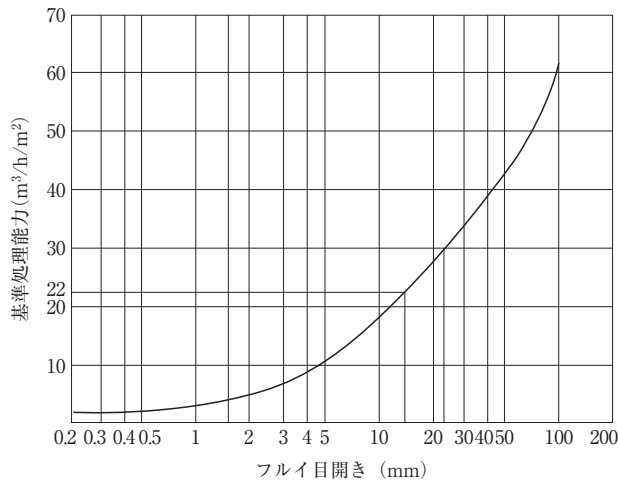


図3.91 フルイ目開き寸法に対する基準処理能力

表3.30 フルイ分け条件と係数の値

| 係数 | 係数に考慮された条件 | フルイ分け条件と係数の値 | | | | | | | | | | | | |
|----|------------|----------------------------------|-------------|-------------|------|-----------|------|--------------|-------------|------|------|------|------|--|
| | | | | | | | | | | | | | | |
| K | 粗粒の響 | フルイ目の開きより大きい粒子のフィード中の含有率 [%] | 0 | 10 | 20 | 25 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | |
| | | K の 値 | 0.91 | 0.94 | 0.97 | 1.00 | 1.03 | 1.09 | 1.18 | 1.32 | 1.55 | 2.00 | 3.36 | |
| L | 細粒の響 | フルイ目の開きの1/2より小さい粒子のフィード中の含有率 [%] | 0 | 10 | 20 | 25 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | |
| | | L の 値 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.7 | 0.8 | 1.0 | 1.2 | 1.4 | 1.6 | 1.8 | 2.0 | |
| M | フルイ分け効率 | フルイ分け効率 [%] | | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 92 | 94 | 96 | 98 | |
| | | M の 値 | | 2.3 | 2.1 | 1.9 | 1.6 | 1.3 | 1 | 0.9 | 0.8 | 0.6 | 0.4 | |
| N | 粒子の形状 | 粒子の形状 | 様々 な 破 碎 物 | | | | | 丸い形 (玉石のような) | | | | | | |
| | | N の 値 | 1.0 | | | | | 1.25 | | | | | | |
| O | 水分の響 | 水分 | 25 mm以下のフルイ | | | | | | 25 mm以上のフルイ | | | | | |
| | | | 乾燥 | 湿り | | 凝集物 | | | 水分の値により | | | | | |
| | | O の 値 | 1.0 | 0.75 ~ 0.85 | | 0.2 ~ 0.6 | | | 0.9 ~ 1.0 | | | | | |
| P | フルイ分け寸法 | 湿式か 乾式か | 25 mm以下のフルイ | | | | | | 25 mm以上のフルイ | | | | | |
| | | | 乾式 | 湿式 | | | 1.0 | | | | | | | |
| | | P の 値 | 1.0 | 1.25 ~ 1.40 | | | | | | | | | | |
| R | フルイデッキ | デッキは何段目か | 1 段 目 | | | 2 段 目 | | | 3 段 目 | | | | | |
| | | R の 値 | 1.0 | | | 0.9 | | | 0.8 ~ 0.75 | | | | | |
| F | 安全率 | | 0.7 ~ 0.8 | | | | | | | | | | | |