

空気圧機器の機能と原理を探る

ここでは主要な空気圧機器について初心者にも分かりやすいように絵ときを中心にして、

- (1) どのような働きをするものか (機能)
 - (2) どのように使われているか (応用)
 - (3) どのような種類のものがあり、どのような構造、原理で動くのか (原理と構造)
 - (4) 使用するにあたってはどのような注意を払わなければならないか
- などについて述べる。特に使用上の注意事項については初心

者が実務上で過ちを起こしやすい点を中心にできるだけ具体的に述べる。これらの空気圧機器がどのように空気圧回路に組み込まれるかについては「実用空気圧回路図集」(239 ページ)を参照されたい。

なお、主要な空気圧機器については JIS が制定されているので、試験方法、性能などについて参考としてほしい。また、空気圧力については一般に表記がないときはゲージ圧力 (G) を示す。計算上特に圧力表示に注意する必要があるときだけ G または abs 表示をする。

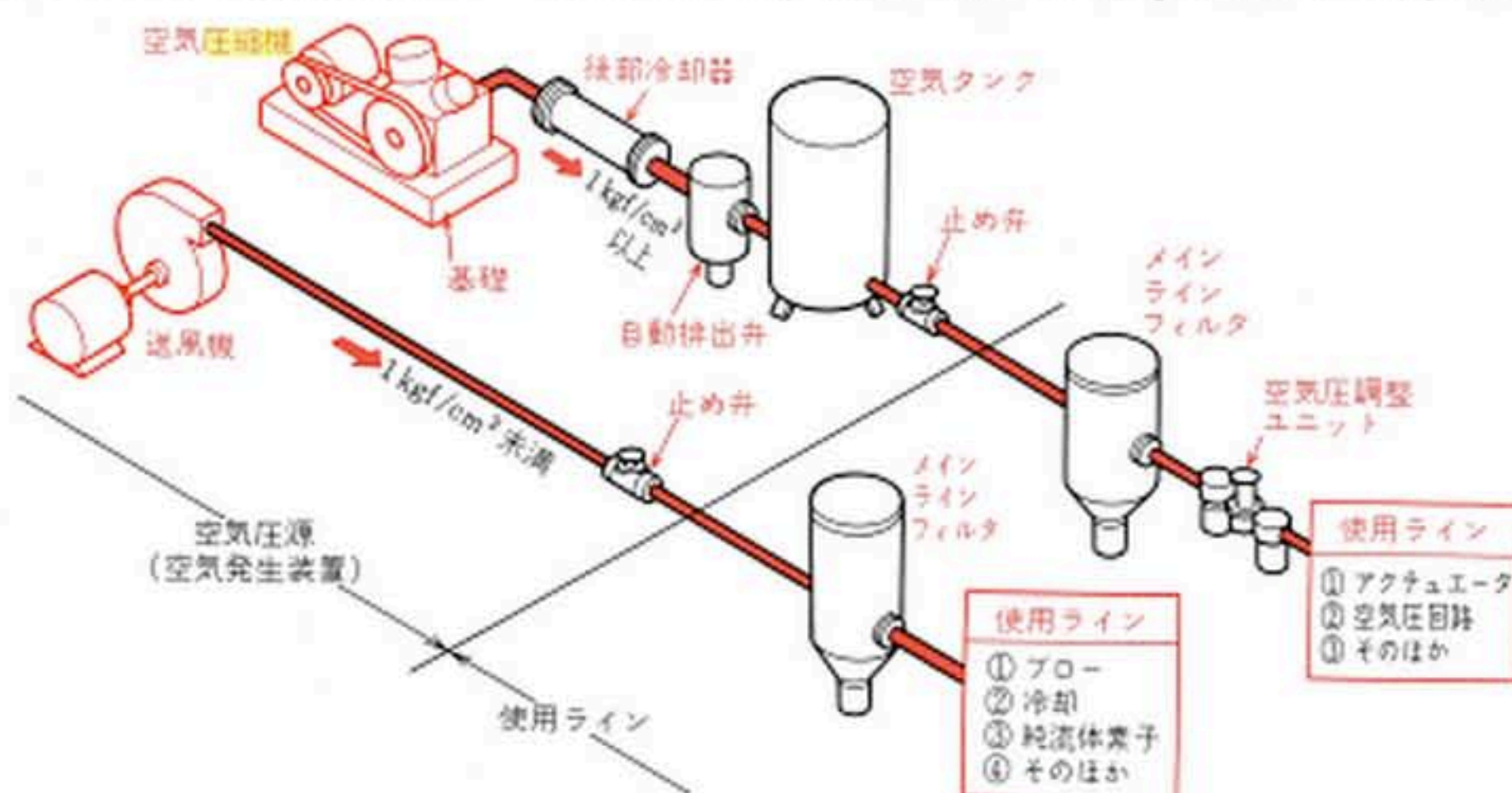
空気圧縮機、送風機の働きを理解しよう

1. 空気圧縮機、送風機とは何か

空気圧縮機や空気圧回路に用いられる圧縮空気発生装置には第 1 図に示すように空気圧縮機や送風機が用いられる。これらの空気発生装置は日常は忘れがちであるが、空気圧システムの基点であり、人間の心臓にも相当する大切な働きをしている。

空気圧縮機とは羽根車もしくは回転子の回転運動またはピストンの往復運動によって気体を圧送し、その圧力比が 2 以上または吐出し空気圧力が 1 kgf/cm^2 以上の機械をいう。また、送風機とは、羽根車または回転子の回転運動によって気体を圧送し、その圧力比が 1.1 以上 2.0 未満または吐出し空気圧力が 1 kgf/cm^2 未満の機械をいう。

これを簡単にいうと空気発生装置は空気圧縮機や送風機によって大気を吸入して外部から機械的エネルギーの一定の運動を与えて圧縮空気とし、反対側の吐出し口から送気供給するものである。空気圧縮機とは吐出し空気圧力が 1 kgf/cm^2 以上のものをいい、それ未満のものを送風機といい、送風機は更に 1 mAq (水柱) 以上 10 mAq 未満をブロー、 1000



第 1 図 空気圧縮機、送風機の機能

mmAq 未満をファンといっている。

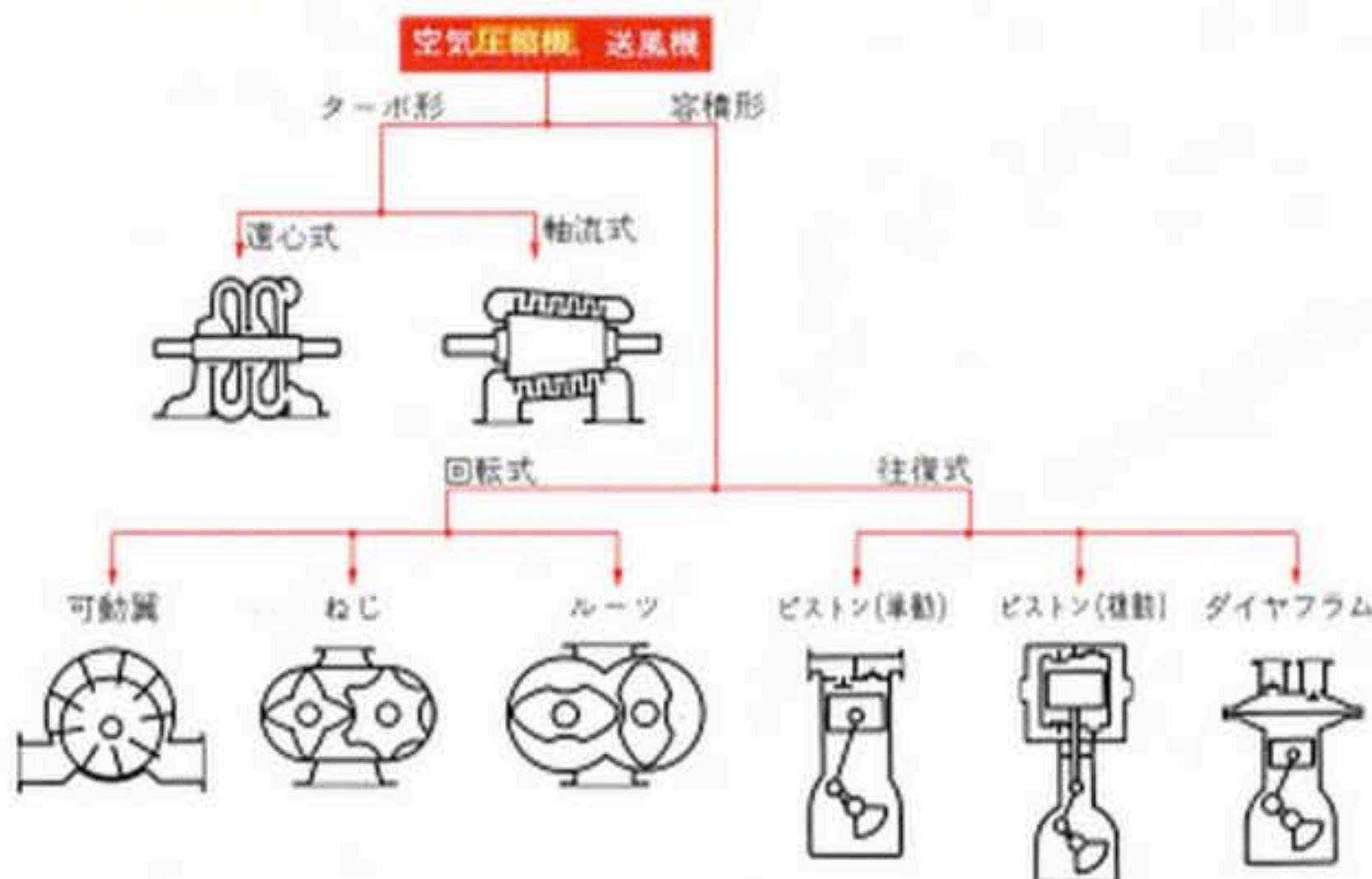
空気圧は比較的、軽・中荷重の作業に適しているところからその出力も小さく、使用される圧縮空気の圧力範囲も 10 kgf/cm² 以下が圧倒的に多い。空気圧源として空気圧縮機と送風機のどちらを用いるかは使用用途によって決められている。一般には空気圧縮機が多く使用され、1 段形で 10 kgf/cm² まで、2 段形で 30 kgf/cm² まで、それ以上の圧力は更に多段の空気圧縮機が圧縮空気の発生源として用いられ、それぞれの用途に適した圧力に調整して用いられる。送風機は 1 kgf/cm² 未満の圧力で多量の空気を必要とするブロー装置、運搬装置、冷却器、低圧の純流体素子回路などの空気圧源として使用される。

2. 空気圧縮機と送風機の種類

空気圧縮機と送風機は作動原理から第 2 図に示すように分類される。

ターボ形は羽根の回転運動によって空気にエネルギーを与え、これを圧力に変換するもので、空気の流れが羽根の回転軸と平行な軸流式と回転軸に対して放射状に流れる遠心式に分けられる。容積形はシリンダなどのように密閉された室内の空気を圧縮して圧力に変換するもので、圧縮室の容積変化を往復運動によって得る往復形と回転子の回転運動によって容積変化を得る回転式とに分けられる。回転式は更にルーツ、可動翼、ねじ式に分けられる。

空気圧縮機は作動原理による分類に加えて第 3 図に示す



第 2 図 空気圧縮機、送風機の作動原理による分類



第 3 図 空気圧縮機、送風機の種類

ようにも分類される。出力が 0.2~11 kW を小形、15~75 kW を中形、100 kW 以上を大形、1 000 kW 以上を特殊形と呼んでいる。

また、圧縮空気の吐出し空気圧力が 7~8 kgf/cm² を低圧、10~20 kgf/cm² を中圧、それ以上を高圧、更に高い圧力を超高圧といっている。

これらの空気圧縮機、送風機はその種類によって第 1 表に示すように圧力別に分類される。

3. 空気圧縮機、送風機の原理と構造

主だったものの原理と構造について述べる。

(1) 往復空気圧縮機

往復空気圧縮機は第 4 図に示すように往復動を行うピストンまたはダイヤフラムによってシリンダの内容積を増す行程で吸込み弁から大気を吸い込み、減る行程で圧縮し、圧力が吐出し空気圧力に達した点から吐出し弁から吐出しを行う。

圧縮の方法としてピストンの往復の両行程で圧縮する複動形(主として大形用)と片行程だけで圧縮する単動形がある。

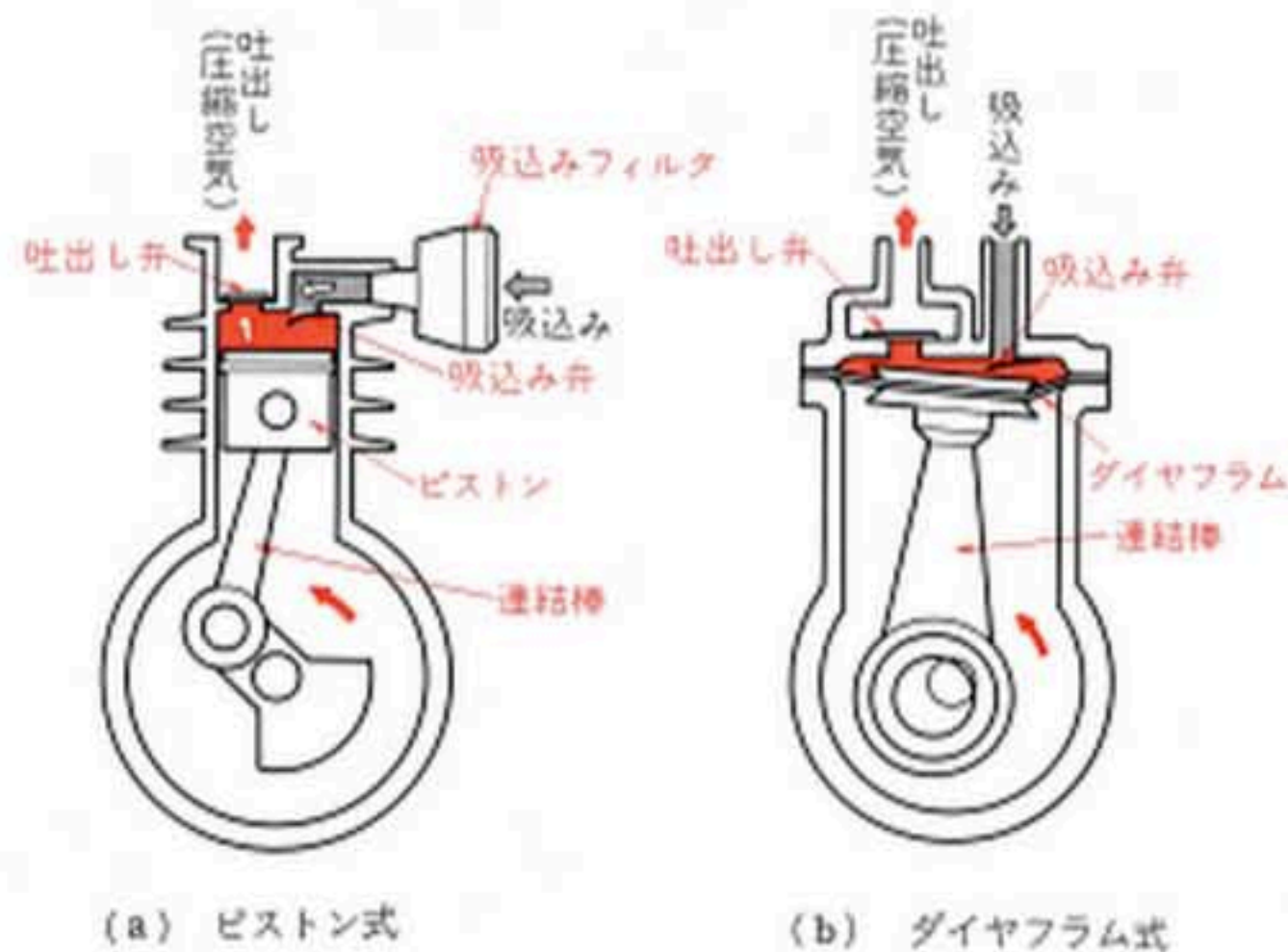
(a) 給油方式

第1表 空気圧縮機、送風機の圧力別による分類

名称	送風機			名称	送風機		
	ファン	ブロワ	空気圧縮機		ファン	ブロワ	空気圧縮機
圧力	0.1 kgf/cm ² 未満	0.1~1 kgf/cm ² 未満	1 kgf/cm ² 以上	圧力	0.1 kgf/cm ² 未満	0.1~1 kgf/cm ² 未満	1 kgf/cm ² 以上
種別				種別			
ターボ形	軸流式			容積形	ルーツ		
	多翼				可動翼ねじ		
	ラジアル				往復式		
	ターボ						

給油式はシリングとピストンのしゅう動部分に給油するもので、小形往復空気圧縮機ではクランク室内の潤滑油を羽根で跳ねかけ、油を供給するスブラッシュ方式、また中形、大形機では油圧ポンプによる強制潤滑方式が採用されている。シールのピストンリングが摩耗し、性能が劣化するとシリング内面の油が充分にかき落とされず、圧縮空気中に混入し、油が焼けてタール状、カーボン状となってトラブルの原因となるので給油は充分に行う。

無給油式は圧縮空気中に油が混入することを嫌い、クリーンエアを必要とする食品機械、医療機械に使用される。その構造は硬質クロムめっきしたシリングにカーボン製のウェアリングとピストンリングを用いてシールし、ピストンとシリングのしゅう動部に給油しないものや圧縮機構をピストンか



第4図 1段空気圧縮機

らダイヤフラムに代えたものが用いられる。

(b) 体積効率

第5図はシリングの容積変化とシリング内の空気圧力との関係を示したものである。ここでシリングの全容積を V_1 、容積最小時の容積を V_3 、ピストンの押しのけ量を V_{13} 、 V_3 に含まれる空気が膨張したときの容積を V_4 とすると、有効吸込み容積 V_e は次式となる。

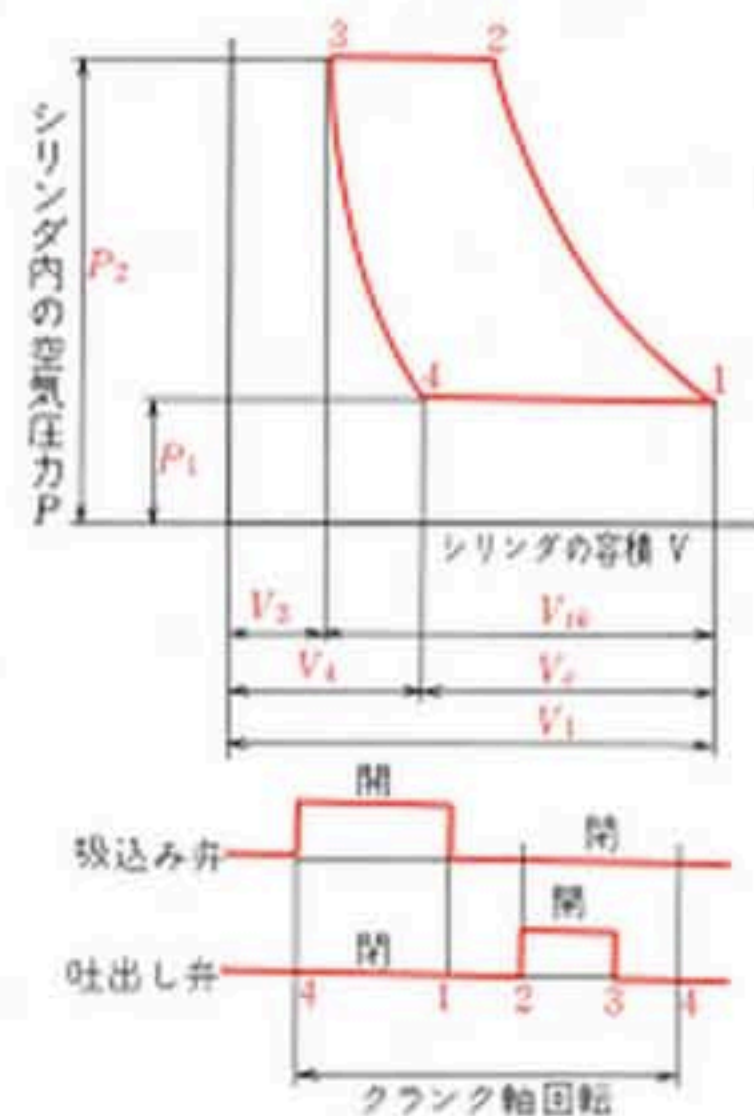
$$V_e = V_{13} + V_3 - V_4 \quad (1)$$

また、理論体積効率 η_{th} は次式となる。

$$\eta_{th} = \frac{V_e}{V_{13}} = \frac{V_{13} + V_3 - V_4}{V_{13}} \quad (2)$$

これは容積最小時の容積 V_3 は構造的に0にすることが難しく、ここに蓄積された空気圧力が大気圧に膨張するまでは大気は吸い込まれない。これは吐出し空気圧力が高くなるほど膨張空気量が増し、吸込み空気量が減ることによって有効吸込み容積が減り、理論体積効率が悪くなることを意味する。

理論体積効率 η_{th} は第5図の③-④間がポリトロップ変化すると、 $P_3 V_3^n = P_4 V_4^n$ となるので次式で表される。



第5図 シリングの容積とシリング内の空気圧力の関係

$$\begin{aligned}
 \eta_m &= \frac{V_e}{V_a} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} = 1 - \frac{V_4 - V_3}{V_1 - V_3} \\
 &= 1 - \frac{V_3 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]}{V_1 - V_3} \\
 &= 1 - \epsilon \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (3)
 \end{aligned}$$

ただし、 ϵ : 間げき体積比 $\frac{V_3}{V_a} = \frac{V_3}{V_1 - V_3}$

P_1 : 吸込み空気圧力 [kgf/cm² abs]

P_2 : 吐出し空気圧力 [kgf/cm² abs]

n : ポリトロップ指数

(3)式から分かるように理論体積効率 η_m は圧力比 P_2/P_1 と間げき体積比 ϵ が大きくなると、0 となって空気を吸い込まなくなる。

理論体積効率 η_m とは別に実際に使用できる空気量とピストン押しのけ量との関係を次式のように表し、体積効率と呼んでいる。

$$\eta = \frac{Q}{V_m} \quad (4)$$

ただし、 η : 体積効率

Q : 吸込み状態に換算した空気量 [m³/分]

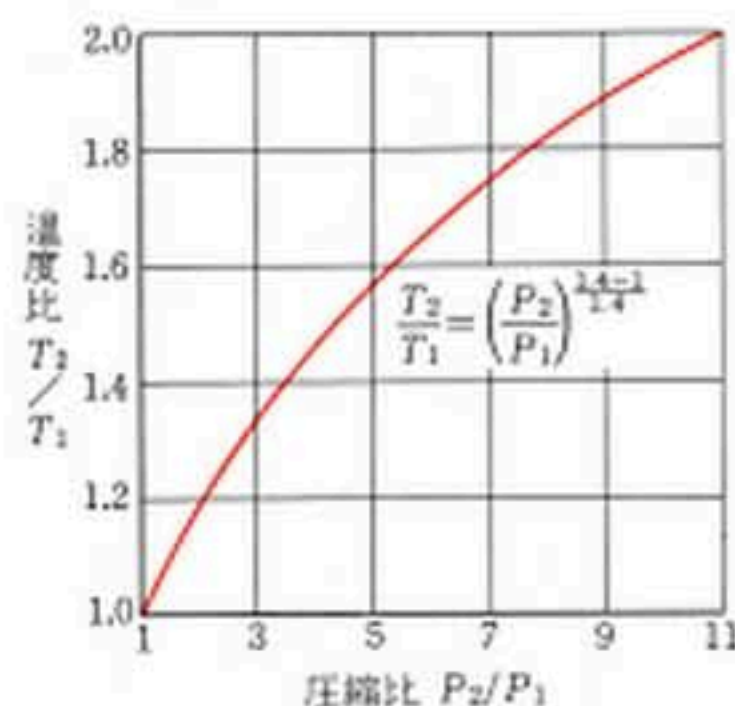
V_m : ピストン押しのけ量 [m³/分]

ピストン押しのけ量はカタログなどでは(ピストン面積)×(ストローク)×(毎分回転数)で表示されていることが多い。

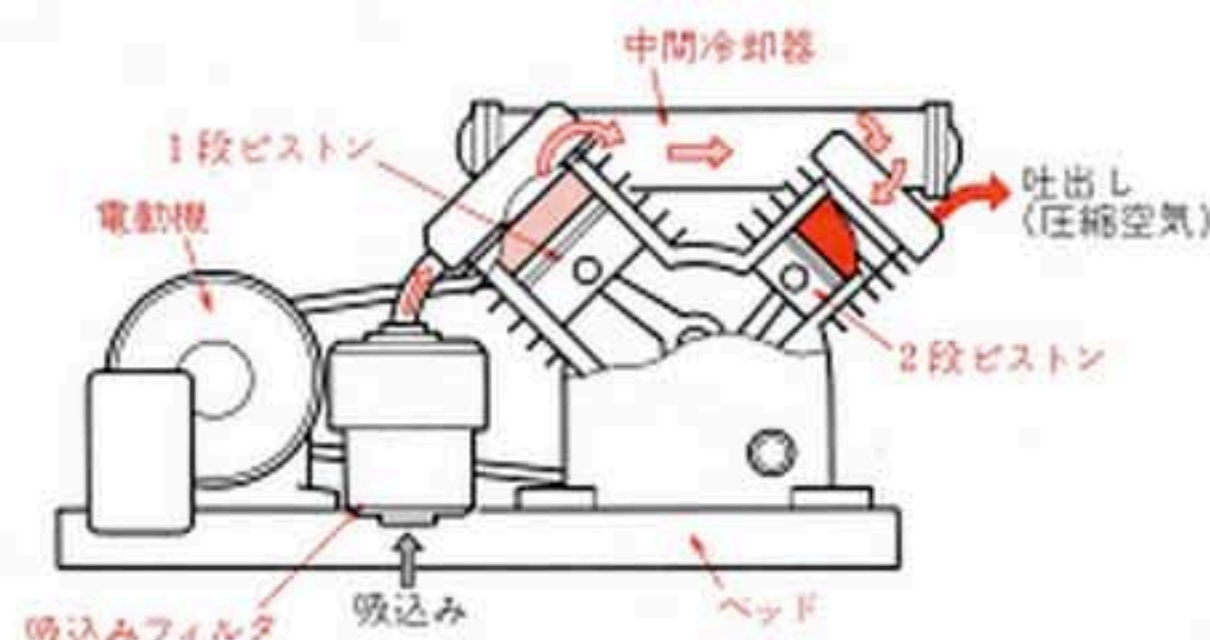
実際の体積効率 η は η_m より小さな値となっている。これはピストンのシール部や吸込み弁、吐出し弁からの漏れがあるためである。

(c) 圧縮段数

空気を圧縮すると熱を発するが、この発生熱を完全に取り去れば等温圧縮となり、空気を圧縮する仕事量は小さくな



第 6 図 断熱圧縮による温度の上昇



第 7 図 2 段空気圧縮機

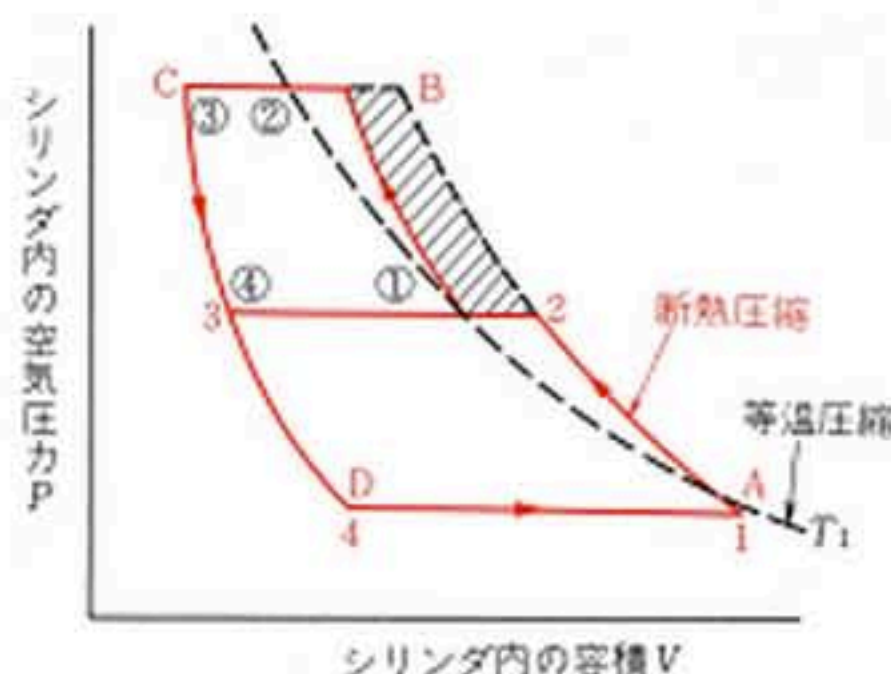
る。実際には断熱に近いポリトロップ圧縮となっており、第 6 図に示すように温度上昇を伴う。空気圧縮機には極力放熱しやすいようにフィンなどが設けられているが、圧力比 P_2/P_1 が大きくなると温度が上昇して空気圧縮機の熱変形や潤滑油の許容温度範囲を超えて使用が難しくなる。

これらの理由によって圧力比 P_2/P_1 には限界があり、1 段空気圧縮機でつくり得る最高空気圧力は JIS B 8342 (小形往復空気圧縮機) では 1.0 MPa としている。

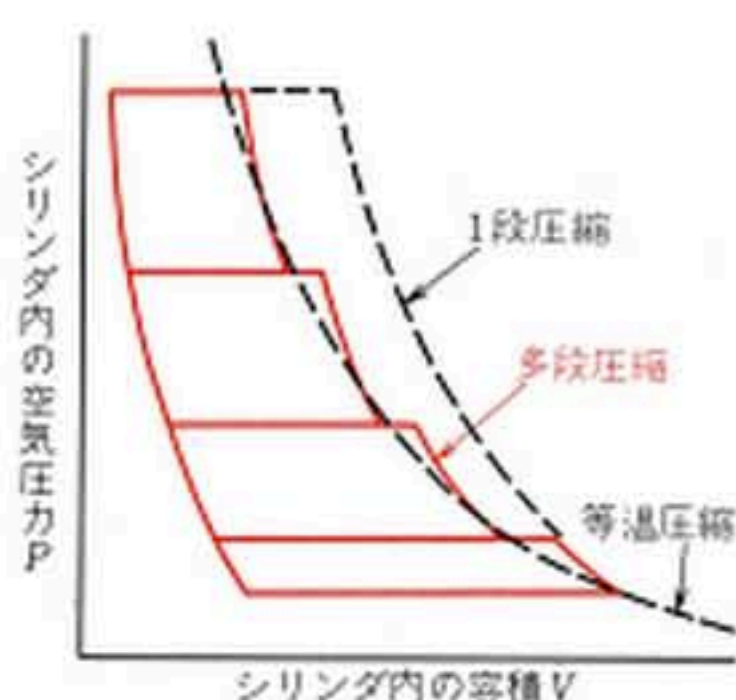
圧力比を大きくするには多段圧縮を行う。第 7 図は 2 段空気圧縮機の構造例で、吸い込んだ空気を 1 段側の大きなピストンで中間圧力まで圧縮し、発熱した圧縮空気を中間冷却器で吸込み時点の温度までできるだけ下げる。2 段側の小さなピストンで更に高い圧力に圧縮して吐き出す。

中間冷却器は 2 段空気圧縮機の性能を左右する重要なもので、温度を下げることによって 2 段側の圧縮行程の仕事量を低減させる。これを $P-V$ 線図で表したものが第 8 図であり、中間冷却器によって冷却することで斜線部に相当する部分の圧縮仕事が省かれるため、1 段圧縮に比べて 2 段圧縮は小さな動力で済む効果がある。

2 段空気圧縮機について JIS B 8342 では 14 bar を最高空



第 8 図 2 段空気圧縮機の $P-V$ 線図



第 9 図 多段空気圧縮機の P-V 線図

気圧力としている。

多段圧縮にすると第 9 図に示すように更にその効果を発揮し、等温圧縮に近づいて圧縮仕事を小さくできる。しかし、各段階ごとに中間冷却器を設けなければならないため、最高空気圧力と段数は経済性を考慮して決められる。

(d) 冷却方式

空気を圧縮すると空気温度が上昇するので空気圧縮機本体の冷却が必要となる。冷却の方法として空冷式でははずみ車プーリに羽根を付けてその回転によって冷風を送りシリンダ、ヘッドなどを冷却する。水冷式ではシリンダ、ヘッドの外周にジャケットを設け、その中に水を循環させて冷却する。水冷式は空冷式に比べて水道配管設備や冬期の凍結、断水などの心配もあるが、冷却効果は高い。

(e) 空気動力と効率

往復空気圧縮機の空気動力は断熱圧縮するものとするとき次式で表される。

$$L_{ad} = \frac{(m+1)k}{k-1} \cdot \frac{PQ}{0.6} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{(m+1)k}} - 1 \right\} \text{ [kW]} \quad (5)$$

ただし、 L_{ad} ：断熱空気動力 [kW]

P_1 ：吸込み空気圧力 [kgf/cm² abs]

P_2 ：吐出し空気圧力 [kgf/cm² abs]

Q ：吐出し空気量を吸込み状態（標準状態）に換算したもの [m³/分]

m ：中間冷却器の数

k ：空気の断熱指数 (1.4)

第 2 表は JIS B 8342 に規定する空気量を基に (5) 式で断熱空気動力 L_{ad} を求めると、電動機の出力は機械的効率がかかり断熱空気動力より大きな値となっている。

なお、往復空気圧縮機の主軸への入力（軸動力）は原動機の出力和みなされ、その比を全断熱効率 η_{ad} と呼んでいる。

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L} \times 100 \text{ [%]} \quad (6)$$

ただし、 η_{ad} ：全断熱効率 [%]

L_{ad} ：断熱空気動力 [kW]

L ：軸動力 [kW]

全断熱効率 η_{ad} は往復空気圧縮機の種類、大きさによって

第 2 表 小形往復空気圧縮機の電力当りの空気量 (JIS B 8342)

(単位：NI/min)

段数	駆動電動機の定格出力 [kW]	空 気 量 ※				
		圧縮機の最高圧力 0.2 MPa { 2 kgf/cm ² } のとき	圧縮機の最高圧力 0.5 MPa { 5 kgf/cm ² } のとき	圧縮機の最高圧力 0.7 MPa { 7 kgf/cm ² } のとき	圧縮機の最高圧力 1.0 MPa { 10 kgf/cm ² } のとき	圧縮機の最高圧力 1.4 MPa { 14 kgf/cm ² } のとき
1 段	0.2	40 (38)	20 (19)	15 (14)	—	—
	0.4	83 (79)	40 (38)	32 (30)	23 (21)	—
	0.75	—	85 (81)	67 (64)	50 (48)	—
	1.5	—	182 (173)	149 (142)	114 (109)	—
	2.2	—	270 (256)	230 (218)	175 (166)	—
	3.7	—	470 (446)	390 (370)	310 (294)	—
	5.5	—	700 (665)	600 (570)	490 (465)	—
	7.5	—	940 (890)	790 (750)	640 (610)	—
	11	—	1,390 (1,320)	1,160 (1,100)	935 (890)	—
2 段	0.4	—	—	41	36	29
	0.75	—	—	78	66	57
	1.5	—	—	160	140	118
	2.2	—	—	250	200	175
	3.7	—	—	430	340	295
	5.5	—	—	660	510	440
	7.5	—	—	870	690	600
	11	—	—	1,230	1,010	880

※ 50 Hz・60 Hz 共用の圧縮機の場合は 60 Hz における値とする、表の値以上とする。

備考：() 内は無給油式の場合

異なるメーカーによく確認する。軸動力を原動機の定格出力とみなして計算した全断熱効率を計算すると、実際には定格に対して多少の余裕をもたせた軸動力としているので多少よい効率となる。

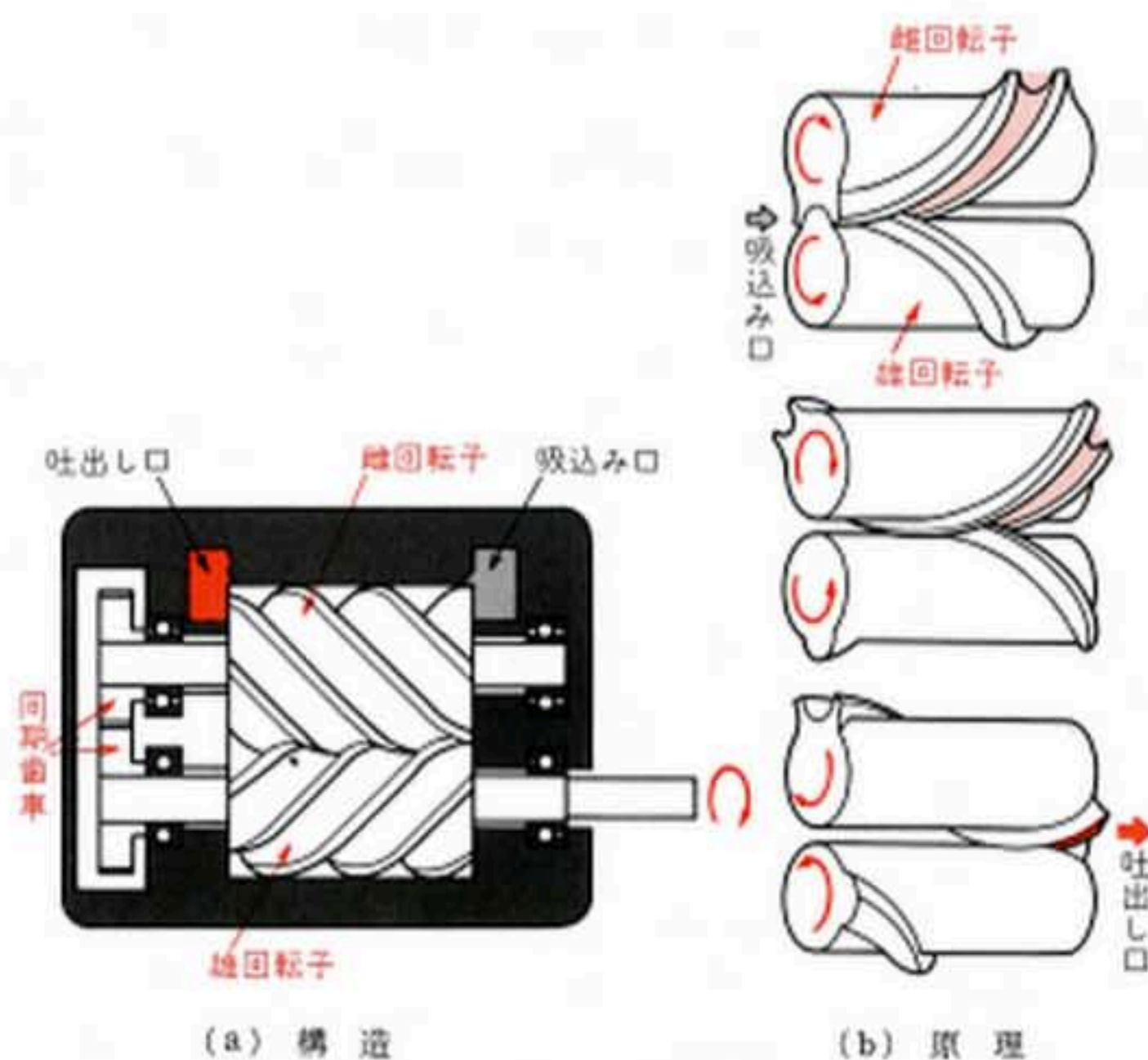
(2) ねじ空気圧縮機

ねじ空気圧縮機は雄、雌二つのねじ形回転子の回転運動によって空気を圧送する空気圧縮機で、ツインスクリュー形とシングルスクリュー形がある。

(a) ツインスクリュー形ねじ空気圧縮機

ツインスクリュー形ねじ空気圧縮機は第10図(a)に示すようにケーシング内に大きくねじれた歯をもつ雄形のねじ回転子と雌形のねじ形回転子がかみ合っている。両回転子はケーシング両端にある軸受で互いに平行に支えられ、軸端の同期歯車によってかみ合いながら回転する。両回転子間及び回転子とケーシング間は若干のすき間をもって回転している。1対の回転子とケーシングに囲まれた空間は第10図(b)に示すように吸込み口から大気を吸い込み、雌回転子の歯が雄回転子の溝にかみ合うと空間は密室となって回転子の回転とともに軸方向に移動し、密室の容積が減少して空間が0になる直前の所要の圧縮比を生ずる位置に設けられた吐出し口から圧縮空気が送気される。

これらの吸入、圧縮、吐出しの各行程は回転子の回転と



第10図 ツインスクリュー形ねじ空気圧縮機

もに次々に行われるので往復式（ピストン式）のような吐出し空気の脈動がない。

ねじ空気圧縮機は圧縮空気中に油を噴射して冷却を行い、同時に各すき間のシール性能を高めているが、漏れは多い。油はねじ空気圧縮機を出た後、油分離器で分離され、再び冷却用として使用される。

(b) シングルスクリュー形ねじ空気圧縮機

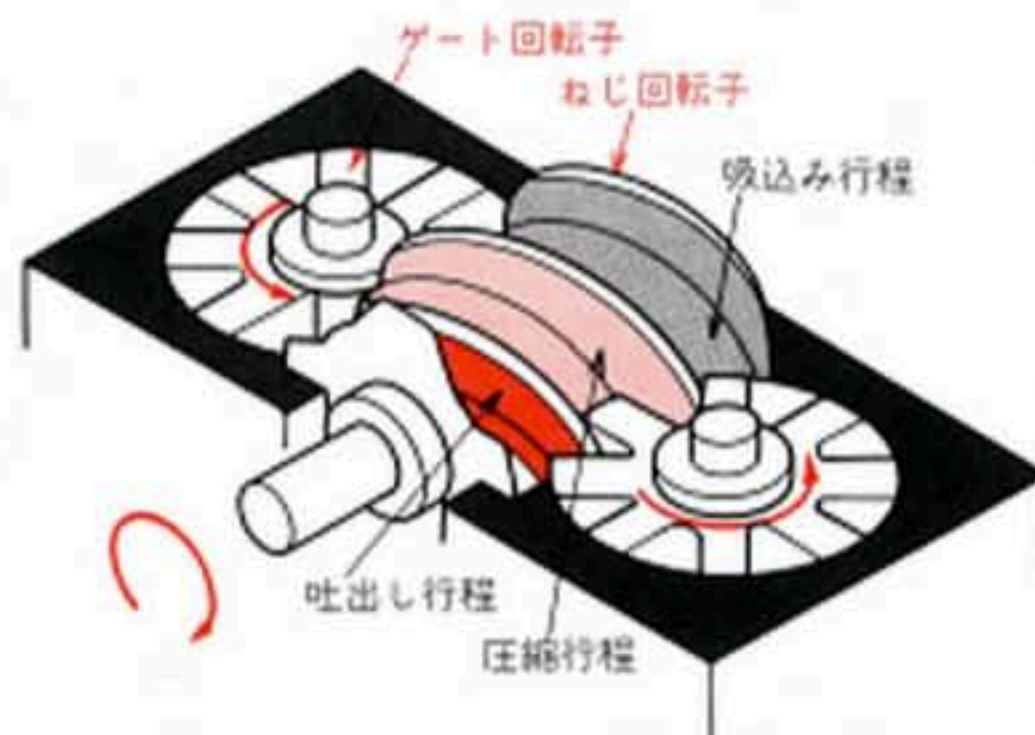
シングルスクリュー形ねじ空気圧縮機は第11図に示すように中央に大きくねじれた歯をもつねじ回転子が1本あり、それに2枚のゲート回転子がかみ合っている。ねじ回転子が回転すると回転子の空間に外気が吸い込まれる。回転が進むにつれて回転子溝の空間容積が縮小し、閉じ込められた空気は圧縮され、圧力が上昇し、所要の圧力に高まったときに圧縮空気は吐出し口から吐き出される。これらは2枚の歯車で行われるので、圧縮空気圧力による力は平衡し、軸受への力は理論上作用しない。

ねじ空気圧縮機は次のような特徴があるところから使用が増加している。

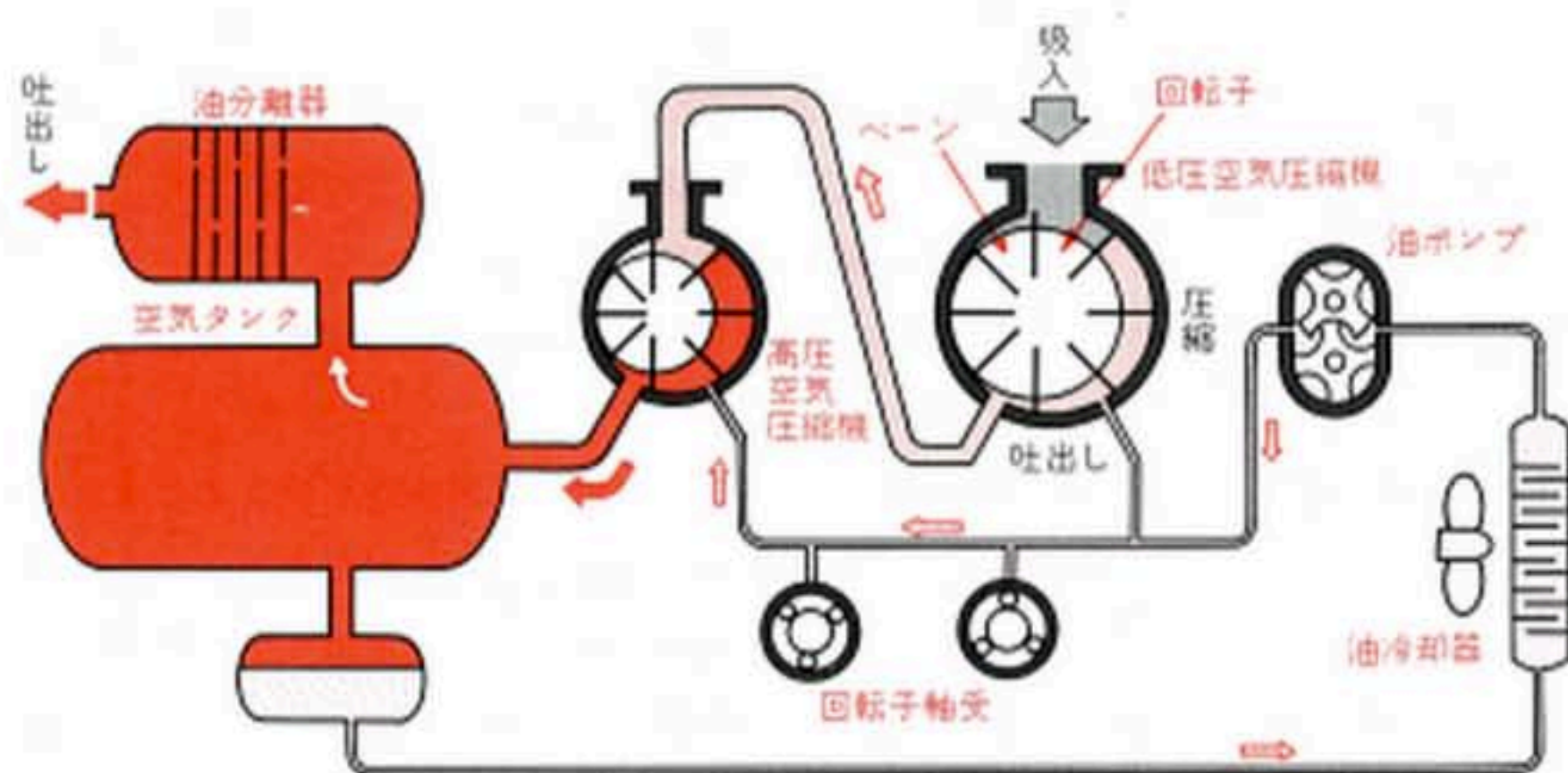
- ① 回転部が平衡しているため高速回転が可能で振動が少ない。
- ② 低周波騒音がなく、騒音対策が立てやすい。
- ③ 連続的に圧縮空気が吐き出されるので脈動がなく、大きな空気タンクを必要としない。
- ④ 圧縮機室内のしゅう動部が少ないので無給油仕様が可能である。

(3) ベーン空気圧縮機

ベーン空気圧縮機は可動翼空気圧縮機とも呼ばれ、構造的にはベーン形空気圧モータとほぼ同じである。シリンダ内に軸と偏心した回転子とを設け、その回転子



第11図 シングルスクリュー形ねじ空気圧縮機



第 12 図 ベーン空気圧縮機の油の冷却、潤滑の構成

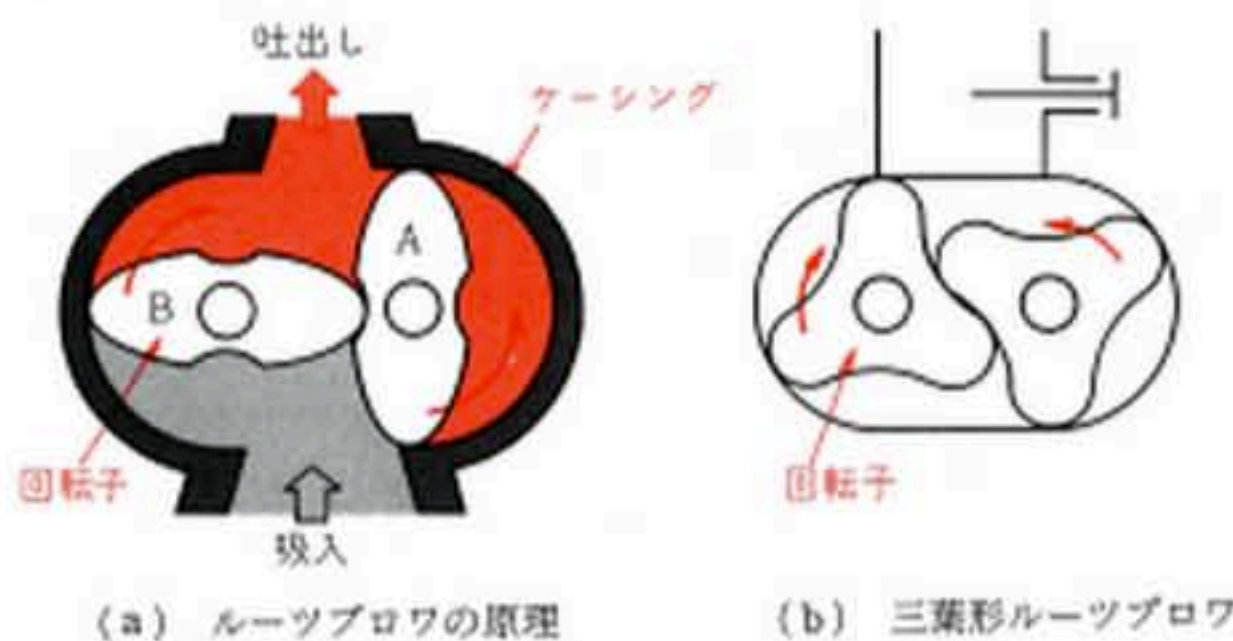
に設けられた溝に可動翼のベーンを挿入して、シリンダと回転子及び隣り合うベーン間の回転に伴って容積変化することによって大気を吸入口から吸入、圧縮して、圧力に変換して吐出し口から吐き出す。ベーン空気圧縮機は、往復空気圧縮機のような吸込み弁や吐出し弁は不要になる。サーボ弁を用いて吐出し空気圧力を一定となるようにしている。

これによって定格空気圧力より高い圧力や低い圧力で用いた場合、ベーンの吐出し口で急激な逆流や圧力変動を引き起こし、騒音や効率の低下の原因となることを防いでいる。

ベーンの個数は圧縮段数や圧力比によって異なるが、6～12枚程度である。2段圧縮の場合は1段、2段を同軸上に配置する。

冷却とベーンのシールを目的として吸込み口付近から多量の油が注入される。この油は第12図に示すように軸受の潤滑も兼ね、ポンプによって循環させるとともに圧縮空気中の油は油分離器によって分離される。多段式の場合、油冷式なので中間冷却器は設けない。

ベーンは給油式の場合、布入りペークライト製か軸受材が



第 13 図 ルーツブロワ

用いられる。無給油式の場合はカーボン材が用いられるが、漏れや耐熱性の問題から小形で低圧用のものに限定されている。

可動翼空気圧縮機は吐出し空気圧力の脈動が少なく、連続的に使用されるので空気タンクを使用しなくてもよい利点がある。

(4) ルーツブロワ

ルーツブロワは第13図(a)に示すように2個の菌形回転子を互いに90度位相をずらせて取り付け、回転子同

士は微小のすき間を保ちながら逆方向に回転する。吸込み口から吸入した大気は回転子とケーシング間で密閉されて吐出し口側へ移動し、吐出し口から吐き出される。このとき密閉された空間は移動の途中で容積が変化しない。密閉された空間が吐出し口に達すると高圧の吐出し空気が逆流し、圧縮される。

ルーツブロワの特徴は非接触形のため無給油で小形、高圧のブローができる。しかし、トルク変動が大きく、騒音が大きいので、これを改善するため第13図(b)に示すような三葉形や回転子(ロータ)がねじれたヘリカリ形が使用される。

(5) ターボ形空気圧縮機(送風機)

ターボ形空気圧縮機は空気中に設けた翼車を高速回転させて翼を通過する気体の運動量を増加させて圧力と速度を高めるもので、軸流式と遠心式がある。軸流式は空気が羽根車を軸方向に通り抜けるものである。回転翼中を通過した空気はケースに取り付けられた固定翼中を通る際に圧力を高めていく。翼は多段にしたものが一般的である。遠心式は空気が羽根車を径方向に通り抜けるものである。

ターボ形空気圧縮機は振動が少なく高速回転となり、吐出し空気圧力の脈動がない。また、往復空気圧縮機のように吸込み弁や吐出し弁などが無いので故障も少なく、また圧縮部分に潤滑油を必要としないので無給油仕様ができるなどの特徴がある。ターボ形空気圧縮機は各種のプラント、高炉などの大容量、大形に適している。

4. 空気圧縮機の選定

空気圧システムに用いられる、空気圧源1 kgf/cm²以上

の空気圧縮機の選定について述べる。

空気圧縮機の選定にあたって第3表に示す空気圧縮機の一般的特性及び第14図に示す選定用検討項目に従って次の点について検討を行う。

(1) 空気圧力と吐出し空気量からの機種選定

空気圧力はプレス機械用として7 kgf/cm²、空気圧シリンダ用として5 kgf/cm²、塗装、計装用として7 kgf/cm²程度が要求される。使用空気量は配管からの漏れなどを考慮して末端空気量に20%程度の余裕をみて吐出し空気量とする。

使用する空気圧力と吐出し空気量が決定されると第15図に示す適用範囲から空気圧縮機の形式が決定できる。一般に空気圧システムでは使用空気圧力の上限が7~9 kgf/cm²程度と考えられるので、往復式か回転式が適合しているとみてよい。必要以上に高圧で吐き出させ、減圧して使用するより

も適正吐出し空気圧力でより低く空気圧縮機を運転したほうが駆動エネルギーの節約につながる。各形式の境界域では第3表を参考にして特性、経済性の得失を比較検討する。

(2) 空気圧縮機の容量

ここでは最も一般的な小形の往復空気圧縮機の容量の決め方について述べる。

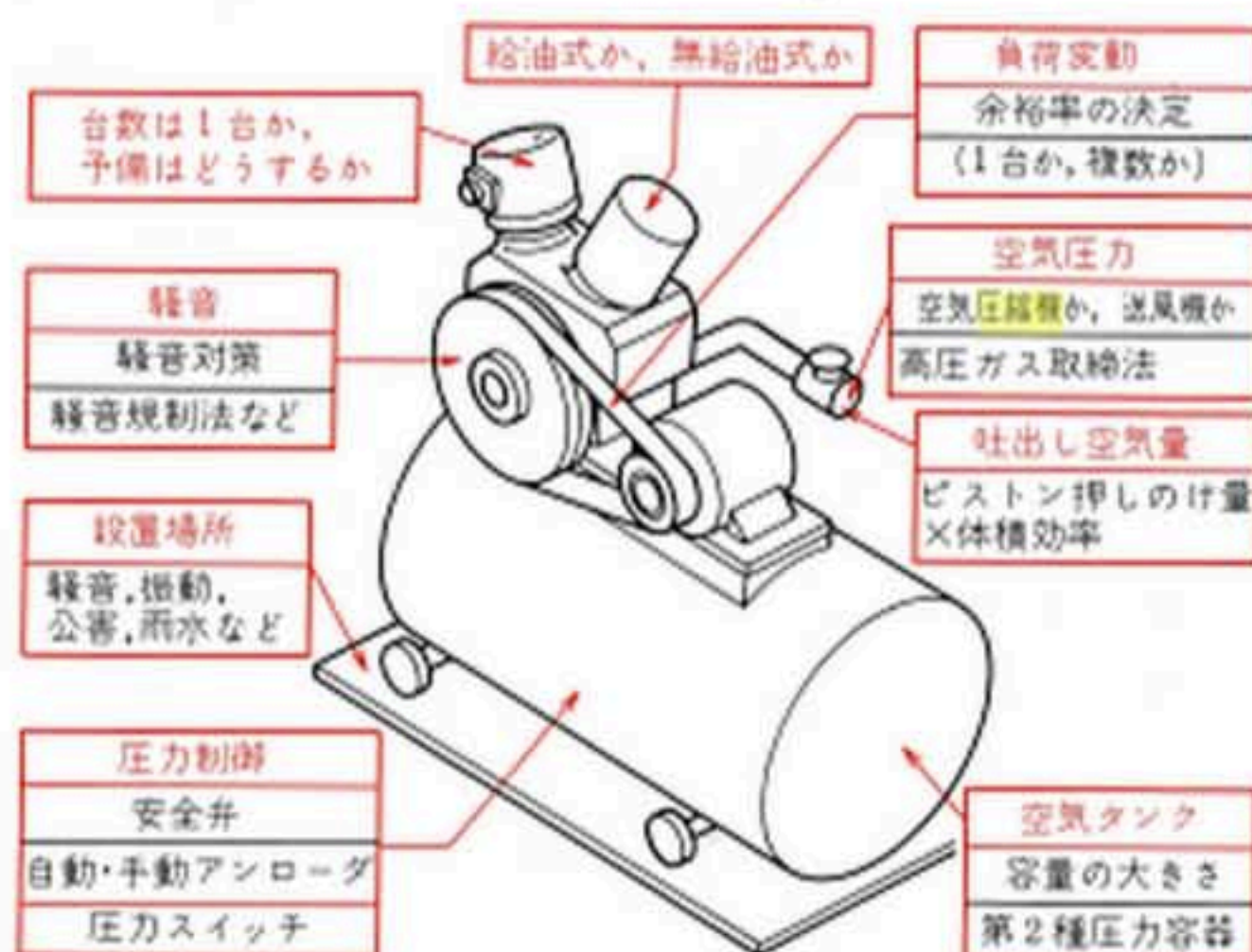
空気圧機器や空気圧回路での空気消費量が決まると適当な容量をもった空気圧縮機を選定しなければならない。ここで注意することは空気圧縮機の吐出し空気量は大気圧換算値であったり、圧力下での体積であったりするので、必ず大気圧換算値にして必要空気消費量を比較する。

更に重要なこととして体積効率の問題がある。普通、カタログにはピストン押しのけ量が記載されている。これから必要とする空気消費量とを比較するためには空気圧縮機の体積

第3表 空気圧縮機の一般的特性

項 目	分 類 区 分	往 復		回 転 (スクリュウ)		タ ー ボ
		無 給 油	給 油	無 給 油	給 油	無 給 油
特 性	主 な 範 囲	大, 中, 小 形	大, 中, 小 形	大形, 一部中形	大, 中, 小 形	大 形
	構 造	しゅう動部分(ピストン)に自己潤滑性のある特殊なリングを使用する	しゅう動部の潤滑に油を使用する	構造は簡単で、往復に比べてしゅう動部が少ない		構造は制御装置も含めれば複雑
	振 動	クランク軸を使用し、ピストンを往復させるため振動は比較的大きい		回転形でしゅう動部が少なく、振動が少ない		高速ではあるが、回転形のため振動は少ない
	騒 音	弁、リングなどしゅう動部が多く、回転も低く低周波音を中心とした音が多い		増速歯車による高速回転のため高周波音が出る。ただし、中形機は防音パッケージ化しており、この場合は低騒音である	無給油式に比べて低速、またしゅう動部も少なく、低騒音。中、小形はパッケージ化されており、特に低騒音である	増速歯車による高速回転のため高周波音が出る
	据え付け・操作	小形はコンパクトで可搬式中心。中、大形はベルト調整、心出し基礎などが必要である		コンパクトにおさまられており、基礎は簡単で、据え付け操作も比較的簡単である		コンパクトにおさまっているが、重量があり、据え付けはややかかる。ただし、操作は簡単
微 小	保 守	弁、リングなどのしゅう動部などの定期的部品交換が必要	中、大形になると消耗部品の寿命が無給油に比較してやや長くなる	メンテナンスサイクルは長い。オーバーホールが必要である		メンテナンス期間は長い
	吐 出 し 空 気 圧 力	高 圧 中 圧 標準圧力	△ ○ ○	○ ○ ○	× ○ ○	× × ○
	アンロード特性	弁制御による段階制御。電動機を止めない限りは、いちばん省エネルギー効果がある		負荷、無負荷制御(放風)	大形は滑り弁による連続調整。中、小形は吸入絞りのほか、油分離器内圧調整など省エネルギー的アンロードを併用	サージング点までは吸込み空気量を絞れるが、それ以下は放風またはバイパスして一定の空気を吸い込ませる。定圧制御の場合はほかに負荷、無負荷制御もある
	圧縮空気中の異物		酸化オイルミスト 塵 埃 (大気) 水 分 カーボン		オイルミスト 塵 埃 (大気) 水 分	塵 埃 (大気) 水 分
オーバーホール期間の目安		3,000~5,000 時間		12,000~20,000 時間		8,000~15,000 時間

(注) (1) 大型 125 kW 以上、中型 15~75 kW、小型 11 kW 以下 (2) ○: 最適, △: 適, ×: 不適



第 14 図 空気圧縮機 (送風機) の選定用検討項目

効率を知る必要がある。第 10 図は小形往復空気圧縮機の体積効率例である。空気消費量から必要とする空気圧縮機のピストン押しのけ量は次式によって計算して求める。

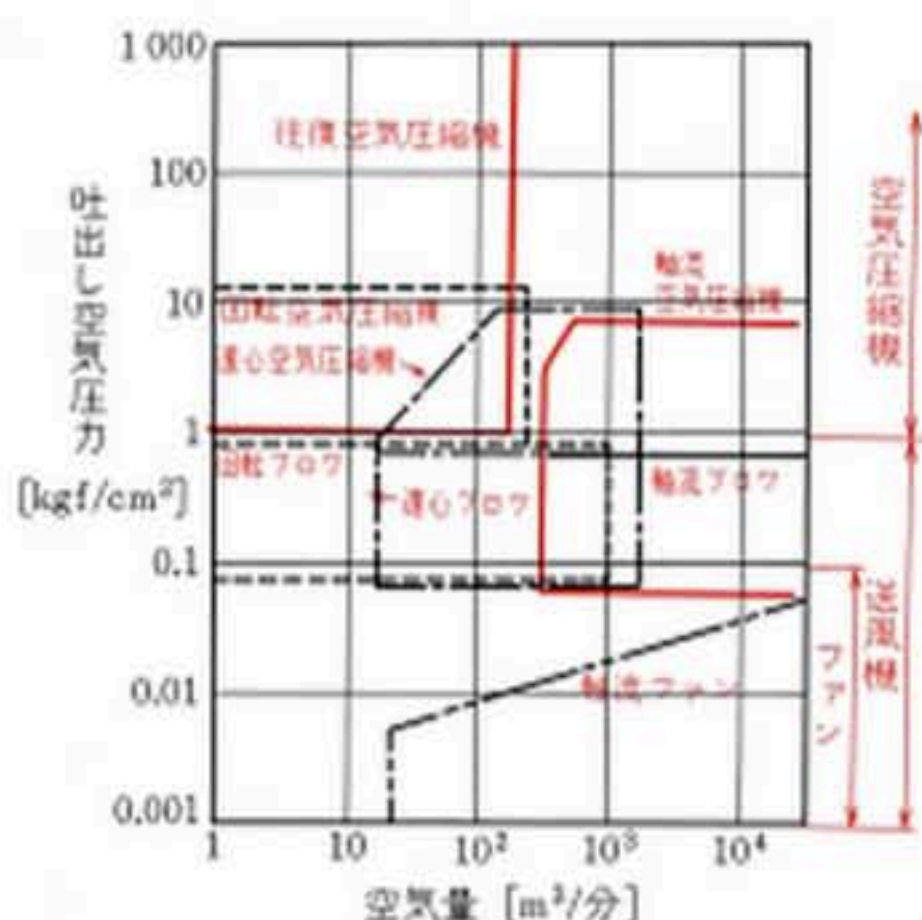
$$V = \frac{Q(P + 1.033)}{1.033a} \quad [\text{m}^3/\text{分}] \quad (7)$$

ただし、 V : 往復空気圧縮機のピストン押しのけ量 $[\text{m}^3/\text{分}]$

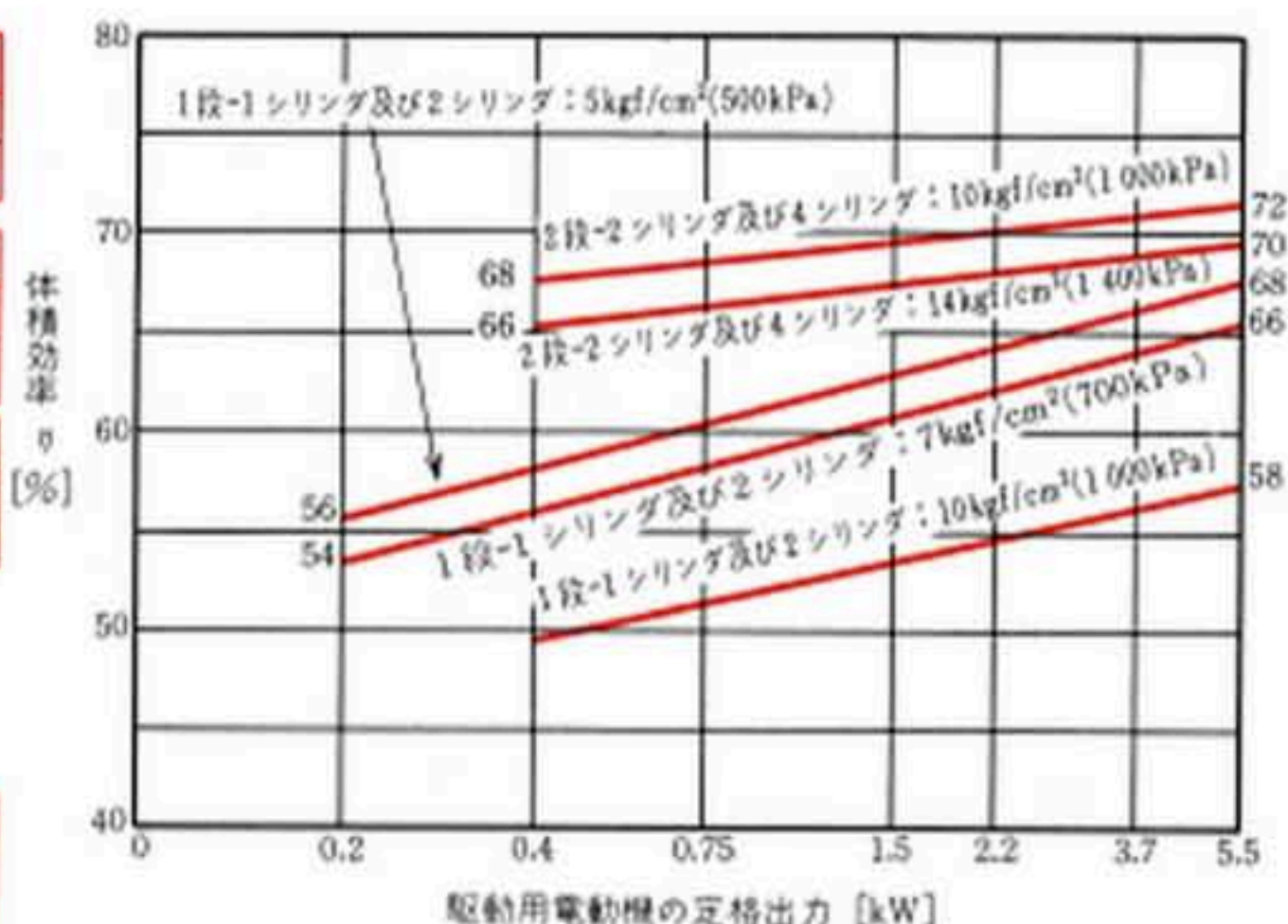
a : 体積効率

Q : 使用空気圧力 P $[\text{kgf}/\text{cm}^2\text{G}]$ での使用空気量 $[\text{m}^3/\text{分}]$

P : 使用空気圧力 $[\text{kgf}/\text{cm}^2\text{G}]$



第 15 図 空気圧縮機、送風機の適用範囲



第 16 図 小形往復空気圧縮機の体積効率例

(3) 空気圧縮機の台数

空気圧縮機の選定にあたって大きな空気圧縮機を 1 台買えばよいか、小さなものを数台買ったほうが得なのかの問題があるが、圧縮空気のコストからは 1 台のほうが得策である。しかし、台数の決定にあたっては、

- ① 万一の故障時の作業中止による損害防止
- ② 負荷変動に対する対処
- ③ 保全及び使用効率の面から大形機集中管理か、小形機分散管理かの決定

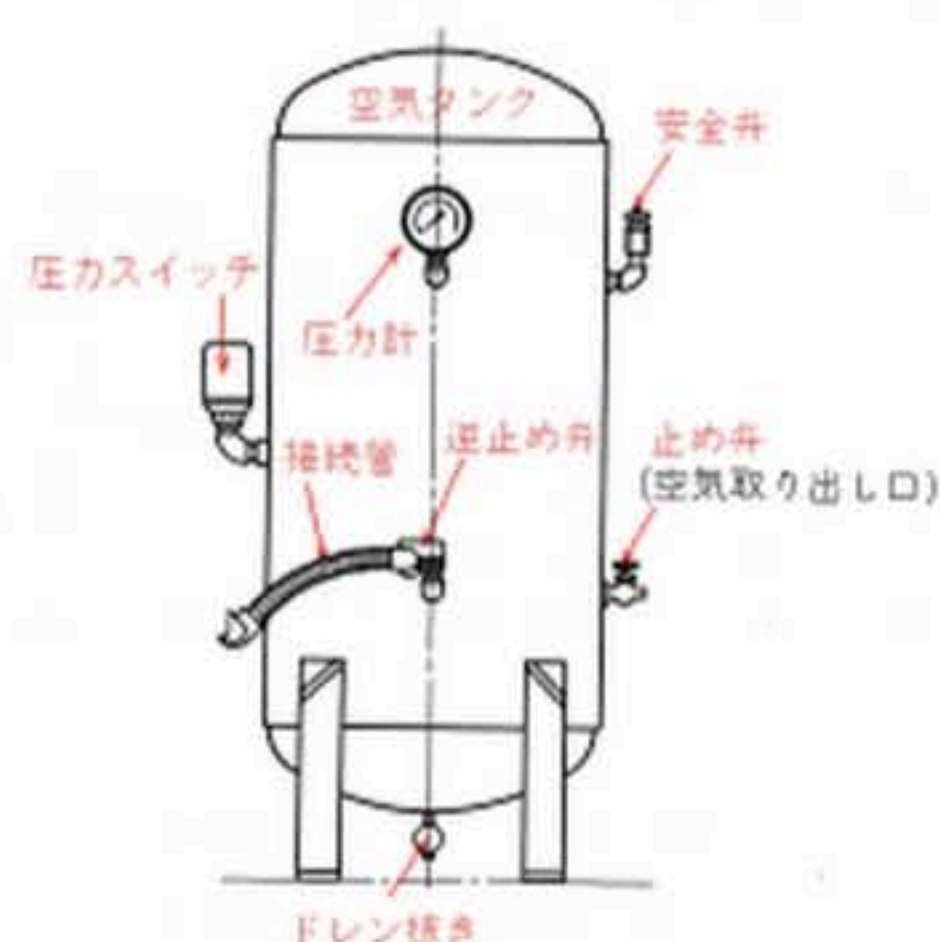
などを考慮する必要がある。

一般的な考えとしては故障時の作業中止による損害を防止するため 2 台が最良の方法である。計画時の必要空気量に将来のための空気量の増加あるいは空気漏れなどの損失空気量を考慮し、最小 50 % の付加能力のゆとりをもって必要量を決定し、2 台で分担させ、これに適する空気圧縮機を選定する。また、負荷変動として予測される時間的使用空気量の変化を各ラインごとに把握し、省エネルギー的な立場から主要負荷用空気圧縮機と部分負荷用空気圧縮機とに分けるのもよい。

空気圧縮機は常に全負荷で運転されるのではなく、部分負荷で運転されることが多い。このようなとき、全負荷時の効率とともに、部分負荷時の効率も併せて検討する。部分負荷時の所用動力は負荷の制御方式と機械損失に関係してくる。往復形が一番よく、次に負荷—無負荷制御のターボ形で、一番悪いのはスクリュウ形である。

(4) 給油式、無給油式の選定

空気圧縮機の選定にあたっては給油式にするか、無給油式



第 17 図 空気タンクの構造

にするか検討しなければならない。

無給油式は吐出し空気中に油を含まないもので、塗装、計装、食品工業など圧縮空気中に油などの影響を嫌う分野で使用される。

無給油式空気圧縮機は次のような特徴がある。

① 吐出し空気中に油を含んでいないので比較的清浄な圧縮空気を得られる。

② 空気圧縮機内で高温、高圧の下で油分が炭化し、たい積することがないので点検期間が長くとれる。

③ 高級な内部潤滑油を必要としない。

④ ドレンには水分だけなので自動排水弁を詰まらせる必要は少ない。

⑤ 給油式に比べると価格は高い。

⑥ 給油式に比べると寿命はやや劣る。

(5) 空気タンクの容量の決定

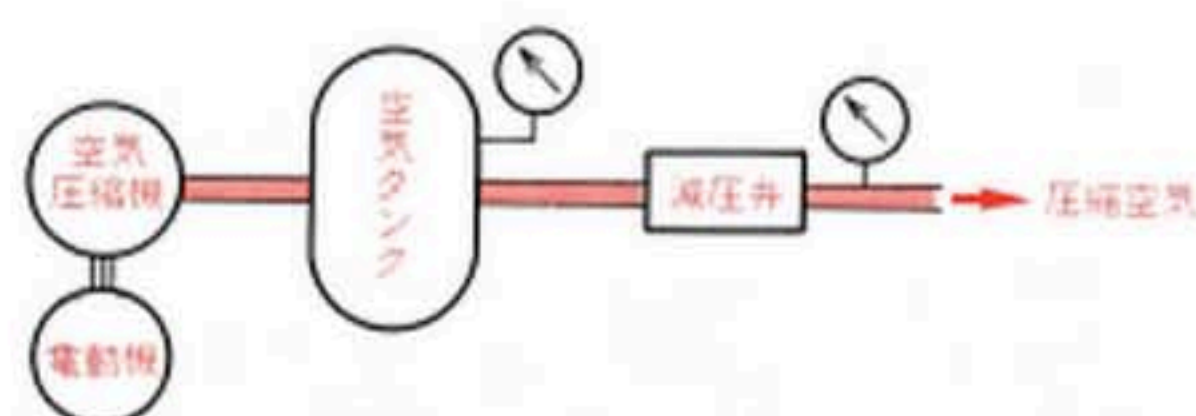
空気タンクは一般に鋼板を溶接してつくられており、第 17 図に示すような構造をしている。

空気タンクは次のような役割を果たしており、その大き

第 4 表 可搬式圧縮機空気タンクの全容積

駆動用電動機の 定格出力 [kW]	空気タンクの 全容積 [l]	駆動用電動機の 定格出力 [kW]	空気タンクの 全容積 [l]
0.2	10	3.7	100
0.4	15	5.5	120
0.75	20	7.5	150
1.5	40	11	200
2.2	60		

(注) 0.2 kW のものについては空気タンクの全容積は使用状況によって 10 l 未満でもよい。



第 18 図 供給空気圧力が一定の場合の空気タンクの大きさ、容量の決定は重要である。

① 一時的に多量の圧縮空気を使用されても空気圧力の低下を最小限にとどめ空気圧システムの安定に寄与する。

② 空気圧縮機に余裕があるときは空気圧縮機の運転間隔を左右する。

③ 空気消費量があるサイクルで変動するような場合、空気タンクを設置することで小さな空気圧縮機で済む。

④ 停電時にある時間の運転が可能である。

⑤ 空気圧縮機から吐き出した空気圧力の脈動化を平滑化する。

空気タンクの大きさは JIS B 8342 (小形往復空気圧縮機)

で第 4 表に示すように規定している。

(a) 吐出し空気圧力の平滑化の場合

往復空気圧縮機のように吐出し空気圧力の脈動を平滑化し、その変動を 3 % 以下にするには次式で求められる容積の空気タンクが必要である。

$$V = 200 V_c / R_d \quad [\text{m}^3] \quad (8)$$

ただし、 V ：空気タンクの内容容積 $[\text{m}^3]$

V_c ：空気圧縮機の最終段の押しのけ量 $[\text{m}^3]$

R_d ：最終段の圧力比 = $\frac{\text{最終段の吐出し絶対圧力}}{\text{最終段の吸込み絶対圧力}}$

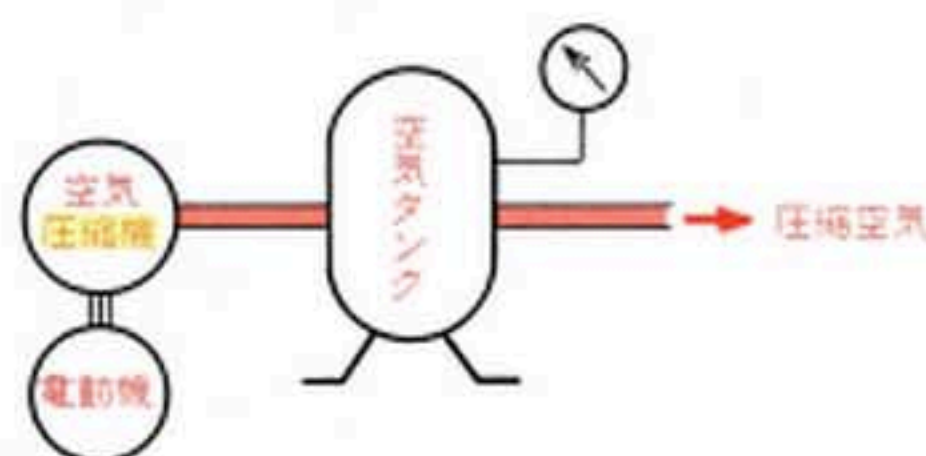
なお、1 段多気筒形空気圧縮機などでは各気筒からの吐出し位相が重ならないときは V_c は 1 気筒分の容積でよい。

(b) 使用空気が減圧弁を通り一定の空気圧力が供給されるとき空気タンクの大きさ

第 18 図に示すように供給空気圧力が一定で駆動回路や制御回路に供給されていたときの空気タンクの大きさは次式で求める。

$$V = \frac{\Delta V (P_c + 1.033)n}{P_c - P_L} \quad [\text{m}^3] \quad (9)$$

ただし、 ΔV ：制御回路や駆動回路の 1 サイクル間に切換弁から空気が供給される部分の全容積 $[\text{m}^3]$



第 19 図 空気タンクから直接、圧縮空気が供給されるとき
の空気タンクの大きさ

P_L : 制御回路や駆動回路で使用可能な最低空気
圧力 [kgf/cm²G] (ただし、減圧弁設定空
気圧力+0.5 kgf/cm²)

P_C : 空気圧縮機のアンロードが始動する空気圧
力 [kgf/cm²G]

n : 停電対策のときは空気圧縮機のアンロード
が始動する空気圧力で停電になり、 P_L に圧
力低下するまでに使用したい操作サイクル
数

(c) 空気タンクの圧縮空気がそのまま制御回路に使用さ
れるときの空気タンクの大きさ

第 19 図に示すような場合の空気タンクの大きさは次式で
求められる。

$$V = \frac{\Delta V(P + P_L + 2.066)n}{2(P - P_L)} \text{ [m}^3\text{]} \quad (10)$$

ただし、 P : 空気圧縮機の最高設定空気圧力 [kgf/cm²G]

(6) 騒音

騒音は法規制を伴うので設置場所や防音対策のほか低騒
音の空気圧縮機を選ぶ必要がある。

(7) その他

① 空気圧縮機の運転方式の決定には保全関係の有無によ
って自動運転か、手動操作かを定める。

② 設置場所、スペースは騒音、振動、ドレン排出場所、
水冷却、配管などや法的規制、保守、管理、経済性、設置環
境の影響について検討する。

③ 配管計画を設置室については設備費が安価になるよう
に空気圧縮機を選定する。一般にねじ空気圧縮機はコンパク
トで設置室が小さくなり、配管費が有利になる。

④ 空気圧縮機の冷却方式について空冷式か水冷式かを決
定し、トータル保全費が安くなるように検討する。

5. 空気圧縮機の圧力制御

空気圧縮機を運転するときは適正な圧力範囲で圧力制御を
行わないと異常に高い圧力となって空気圧縮機に無理な負荷

第 5 表 小形往復空気圧縮機の運転方式と用途

運転方式	電 動 機 [kW]	空気圧力 [kgf/cm ²]	使 い 方	用 途
アン ロ ー ド 方 式	0.2	5	必要圧力になったとき手動によって吸込み弁を開放 し、空運転（アンロード状態）にする。アンロード を働かせない場合は安全弁が作動する。比較的空気 量の少ない用途で連続使用の場合などに使用	軽 作 業 用
				小物塗装、小物洗浄、自動車タイヤ充 気、ほこり除去、切り粉除去、液体・ 粉末の散布
	0.4~11	5.5~7	自動アンロード装置によって空気圧縮機が圧縮運 転、空運転を繰り返して空気圧力を制御する。電動 機は常に回り続けるため、連続使用で 7 kgf/cm ² 以下の空気量を多く必要とする用途に使用	塗 装 機器の作動 一 般 用
圧 力 ス イ ッ チ 方 式	0.2	4~5	圧力スイッチによって空気圧縮機が運転、停止を繰 り返して空気圧力を制御する。比較的断続作業の場 合、圧力の高い用途に使用	機器の作動
	0.4~11	8~9.9		空気圧シリンダ、空気タービン、空気 動工具、プレス、ルブリケータ、産業 用ロボット、自動機械
	1.5~11	12~14	10~14 kgf/cm ² の高圧力を要する場合、短時間に 多量の空気を必要とする場合、配管が長く、損失を 見込まなければならない場合などに使用	充 気 用 一 般 用 高 圧 用 充 気 用
				タイヤ充気 ドアの開閉、クリーニングプレス機、 自動車整備機器 オートリフト、空気圧リフト、自動車 整備機器、耐圧・漏れ試験用

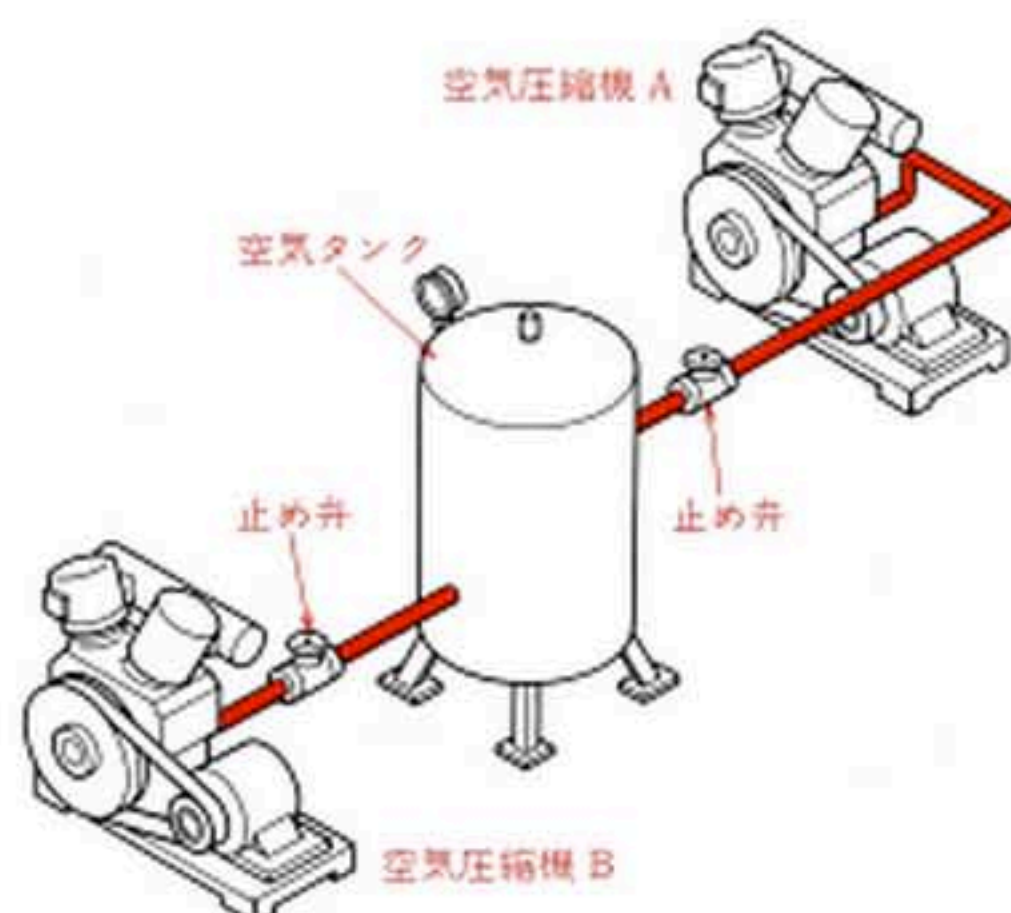
がかかったり、低い圧力となって用をなさなくなる。

空気圧縮機の圧力制御の方法を第 5 表に示す。

この他に 2 台以上の複数の空気圧縮機をグループで制御する台数制御方式がある。使用空気量に応じて必要な台数を運転する。このため、アンロード運転となるのは 1 台となり、起動スイッチの ON-OFF の頻度を小さくでき、省エネルギー効果が高い。

6. 空気圧縮機、送風機の使用上の注意事項

運転にあたっては使用上の指示、注意事項を遵守して空気圧縮機の故障やトラブルによる圧縮空気の供給不能などの事態は極力避けなければならない。ここでは往復空気圧縮機を中心にして据え付け、運転、保守などの使用上の注意事項について次に述べる。



第 20 図 空気圧縮機の分割

(1) 据え付け、設置場所

空気圧縮機の据え付けにあたっては設置場所を吟味し、次のような配慮を行う。

① 据え付け場所は騒音、振動など規制法に抵触しないような場所に設置する。必要に応じて防音室、防音壁などの防音対策を施す。

② 設置する地盤は強固な場所を選ぶ。軟弱な地盤のところでは適当にくい打ちを行い、基礎コンクリートに鉄筋で充分補強する。底面荷重は 5 トン/㎡ ぐらいになるように接地面積を選ぶ。

③ 据え付け地盤やフレームなどとの固有振動数が空気圧

縮機の回転速度と共振を起こさないように注意する。必要に応じて空気圧縮機と電動機を一体のフレームに載せ、フレームを空気ばねなどで浮かし、振動がほかへ伝播するのを防ぐ。

④ ボルト、ナット類は規定トルクで締結し、回り止めを施す。

⑤ 保守、点検や修理のしやすいようにスペースに余裕をもって設置する。また、修理などで部品のつり上げ機具の使用や空気タンクなどからの排水路なども考慮してその空間を決定する。

⑥ 設置場所が压力容器安全規則、高圧ガス取締法に該当するかをよく確かめ、該当するものはその手続きを行う。

⑦ 風・雨・霜・日光などが直接当たらないようにし、屋根、囲いなどを設けて保護する。

⑧ できるだけ温度、湿度の低いところに設置し、ドレンの発生を少なくする。

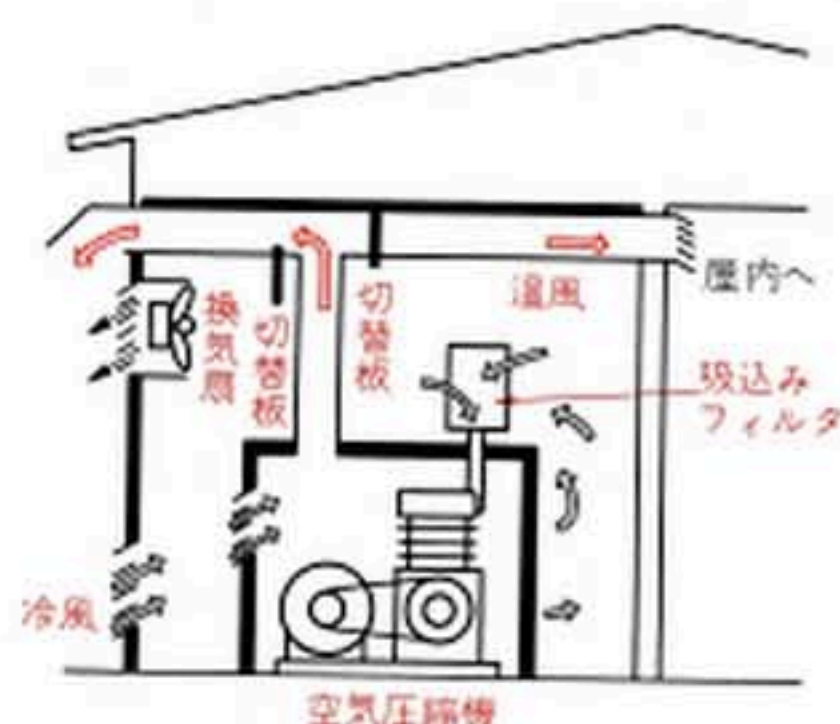
⑨ 第 20 図に示すように 2 台の空気圧縮機を一つの空気タンクに配管するときは故障・点検時のために必ず止め弁を設ける。

⑩ 空冷式の空気圧縮機を設置するときは第 21 図に示すように温風を通風ダクトで室外に導いたほうがよい。また、温風を暖房として使用して省エネルギーを図ってもよい。

⑪ 水冷式空気圧縮機ではポンプで冷却水を空気圧縮機本体のジャケット、中間冷却器及び後部冷却器へ循環させて冷却する。冷却水は空気圧縮機の大きさに応じて必要な冷却水量を流さなければならない。冷却水は入口と出口の温度差が 10℃以下が一般的である。

(2) 配管

① 配管の長さや配列は吸込みや吐出しの脈動による共振が出ないように配慮する。



第 21 図 空冷式空気圧縮機の通風ダクト

第6表 圧縮空気のじんあい濃度

場 所	じんあい濃度 [mg/m ³]		
	流入大気	大気汚染の程度	圧縮空気 (7 kgf/cm ² G)
郊 外	0.3以下	清 浄 空 気	2.4以下
住 宅 地	0.3~0.8	許 容 空 気	2.4~6.4
工場地帯	0.8~1.5	汚 染 空 気	6.4~12.0
工 場	1.5以上	危 険 空 気	12.0以上

(注) 圧縮空気は清浄空気を吸入しても圧縮することによって危険空気汚染濃度をはるかに超えている。

② 空気圧縮機の吐出し管路を出てすぐに垂直に立ち上げた管路は内部に潤滑油がたまりやすく、高温の吐出し空気によって爆発のおそれがあるので避ける。

③ 水平管路はドレンの排出を容易にするため空気流に対して1/100程度のこう配を付ける。こう配が逆向きであるとき空気圧縮機から吐き出された潤滑油が吐出し弁付近に逆流して高温の吐出し空気と接触して爆発のおそれがある。

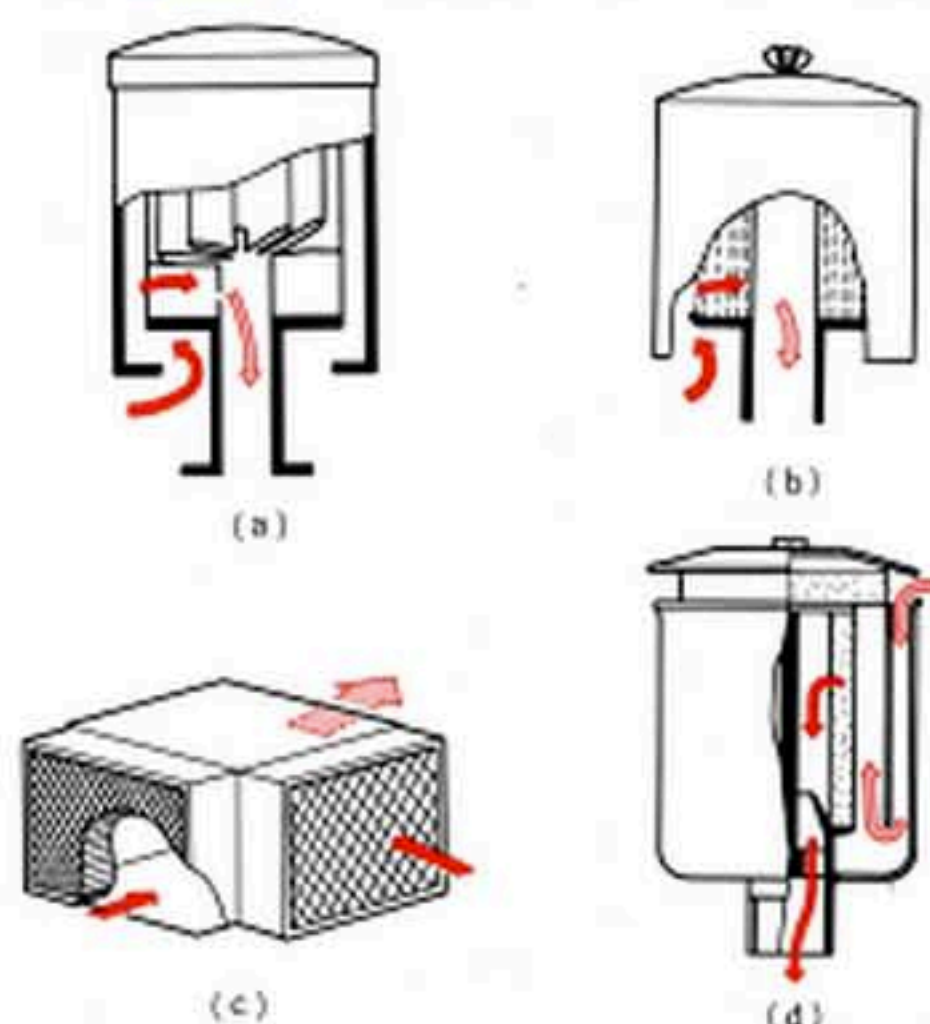
④ 地中管路は管路が腐食されやすいのと管路内の清掃が困難となるためできるだけ避ける。

(3) 空気の吸込み口

空気の組成は窒素、酸素その他の気体から構成されているが、大気にはこれらの気体に加えて場所、気候、時間によって水蒸気や粒子状物のじんあい、有毒ガスなどが存在する。このような汚染された空気を空気圧縮機で吸い込むと空気圧縮機の信頼性、耐久性に重大な支障を及ぼす。

空気中に含むじんあいの程度によって大数の汚染状態を第6表に示すように4段階に区分している。

そこで空気圧縮機で汚染濃度1 mg/m³の汚染空気を吸入



第22図 吸込みフィルタの種類

第7表 空気圧縮機内へ流入するじんあい量

空気圧縮機出力 [PS]	流入じんあい量 [g/年]
100	1200
50	600
20	240
10	120

(注) 汚染濃度1 mg/m³とし、1年2000時間運転した場合の計算値を示す。

したとすると第7表に示すじんあい量が吸入される。また、圧縮空気中のじんあい量を我々が生活する大気中の汚染状態と比較すると、たとえば清浄な空気を吸入しても空気圧縮機で圧縮された空気は危険空気の汚染状態であり、空気圧縮機に悪影響を及ぼすこ

とが十分に推察される。そこで空気圧縮機の空気吸入について次のような注意をする。

① 空気圧縮機の吸込み口には必ず第22図に示すような吸込みフィルタ(乾性ろ過式)を設ける。ろ材にはろ布、ポラス状の樹脂、樹脂加工ろ紙などが使用されているが、目詰まりが生じないように定期的に交換する。一般的な目安としてフィルタ前後の標準的な吸入空気圧力は50~100 mmAgなので、これを超えたときに交換する。目詰まりが生ずるとシリンダやピストンの摩耗を早めると同時に容積効率の低下、潤滑油の消費増加を生ずる。

② 空気圧縮機の吸込み口は排気ガスその他の有毒ガス、有機溶剤などの蒸気や粉じんなどを含まない清浄な空気の吸入が可能な場所に設ける。有毒ガスを吸い込むと空気圧システム内のシールやパッキンを損傷したり、ドレンに溶解して空気圧縮機部品を腐食し、寿命を著しく短くする。

吸込み口は湿気の停滞しない通気の良い場所を選ぶが、有害ガスが充満する部屋などで運転しなければならないときは空気圧縮機の吸込み口に長い吸入管を設け、遠方、高所などから空気を取り入れる。

また、吸込み口を室内に設置するときは温度、湿度をできるだけ低くする。吸入空気の温度が10℃上昇すると空気圧縮機の効率は一般に3~4%低下するため、無視できない損失となる。冷却ファン、放熱器などに固着した油、ごみなども冷却効果を妨げるので、常に除去することが重要である。

(4) 安全運転

① 保守、点検、掃除の前には必ず空気圧縮機の電源スイッチをOFFにする。吸込みフィルタなどの保守は始動前に済ませて、空気圧縮機の運転中にはどのような小さな部品でも取り外したりしてはならない。

② 分解する際には空気圧縮機、空気タンク、管路内の圧

縮空気を完全に排出してから行う。

③ 回転部の金網、安全弁などの安全のための装置は取り外した状態では運転しない。

④ 空気圧縮機の仕様に定められた最大空気圧力を超えた空気圧力では絶対に運転しない。

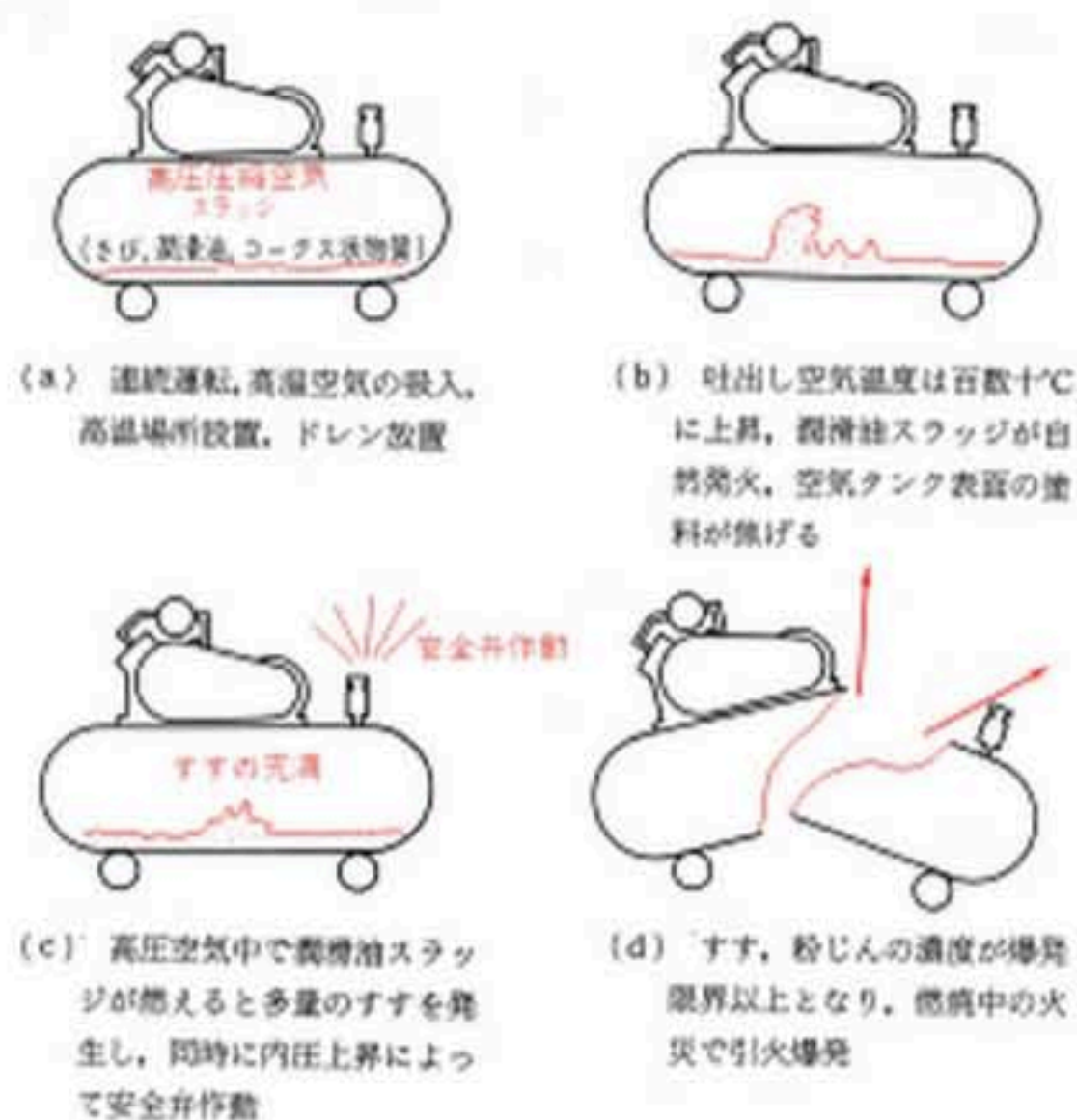
⑤ 吐出し口配管に止め弁を設置する場合には、止め弁の上流側に安全弁を設けて最大空気圧力以上にならないようにする。

⑥ 高温場所に設置して高温の空気を吸入し、連続運転し、ドレンを放置したりすると第 23 図に示すように火災や爆発のおそれがあるので、ドレンの放出、潤滑油の管理、運転時間の管理、吸入空気温度に十分に注意する。

(5) 日常運転と保守、管理

① 潤滑油の有無を 1 日 1 回必ず確認する。給油は空気圧縮機を停止して行う。回転中に行くとクランク室壁に付着した油のために適正油量が狂ってしまう。使用する潤滑油は空気圧縮機に好ましいだけでなく、パッキンに膨潤、収縮などの影響がないのが望ましい。また、冷却水量が適量流れていることや計器が正常に作動していることを確認する。

② 運転に際しては排水弁や止め弁を全開にし、更に始動用負荷軽減装置（アンロード弁）を操作して、規定の回転方向に空気圧力を上げないで数分ならし運転した後規定空気圧力まで徐々に上げていく。このとき異音や軸受部の発熱などに注意する。



第 23 図 小形往復空気圧縮機の爆発

③ 冬期の低温状態で運転するときは数分ならし運転を行った後に空気圧力を徐々に上げることが望ましい。

④ 運転中は機械の音響、振動に注意し、その変化によって運転状態を判断する。

⑤ 停止するときはアンロード弁を操作してから停止する。また、冷却水は中間冷却器などの温度が十分に下がってから止水し、冷却水を空気圧縮機から排出しておく。

⑥ 空気タンク内のドレンを 1 日 1 回排出する。できるだけ自動排水弁を設ける。ドレン量は季節などで変動がある。

⑦ 空気圧縮機の性能が標準と比較してどの程度に維持されているのかチェックする方法としては空気タンクへの所定空気圧力までの充てん時間を測定する。性能が正常であれば所要時間内に空気タンクに規定空気圧力まで充てんできる。

⑧ 空気タンクなど第 2 種圧力容器として設置した後は毎年 1 回以上定期自主検査を行い、その記録を 3 年間保存する。

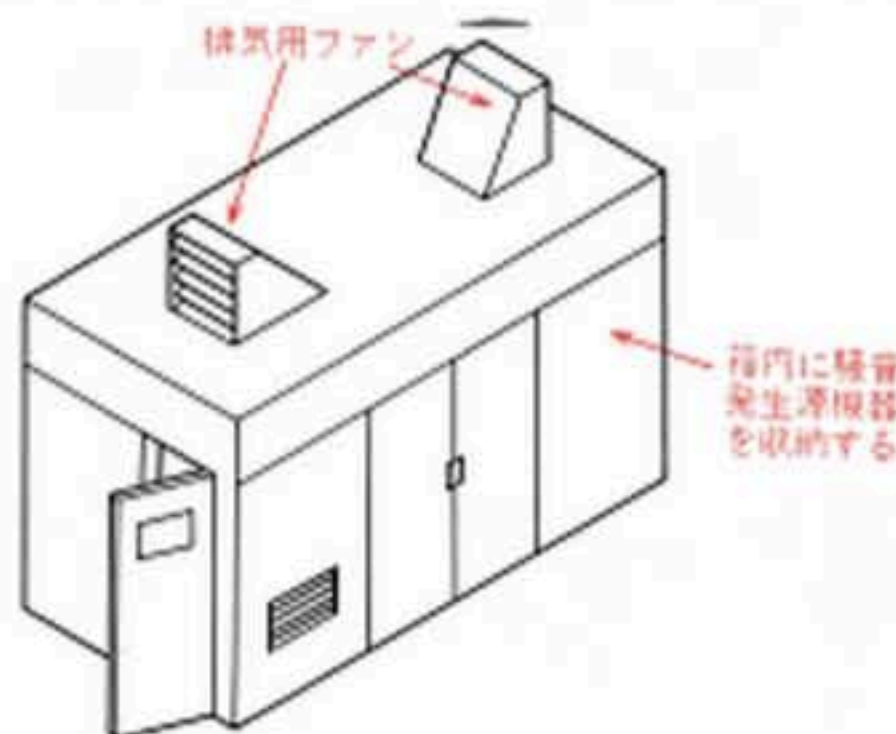
⑨ 炭化したカーボンがたい積すると火災や爆発の原因となるのでときどき掃除する（空気圧縮機内はフラッシング油を、管路や空気タンク内のカーボン除去には pH 7 に近いソフト形式の洗剤を使うとよい）。

(6) 空気圧縮機に関連した法規

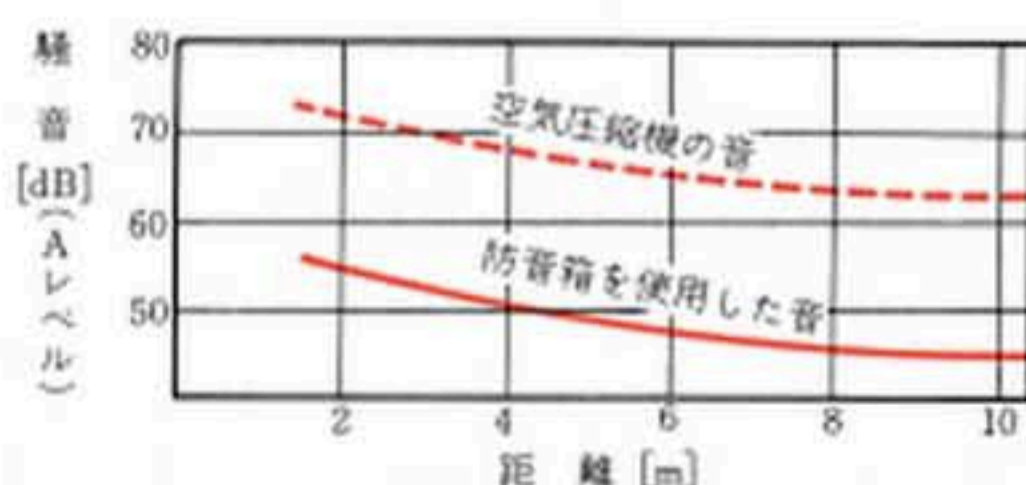
空気圧縮機の使用にあたっては設置場所、用途、関連する機器などによって適用される法規があるので注意する。

(a) 騒音規制法及び振動規制法

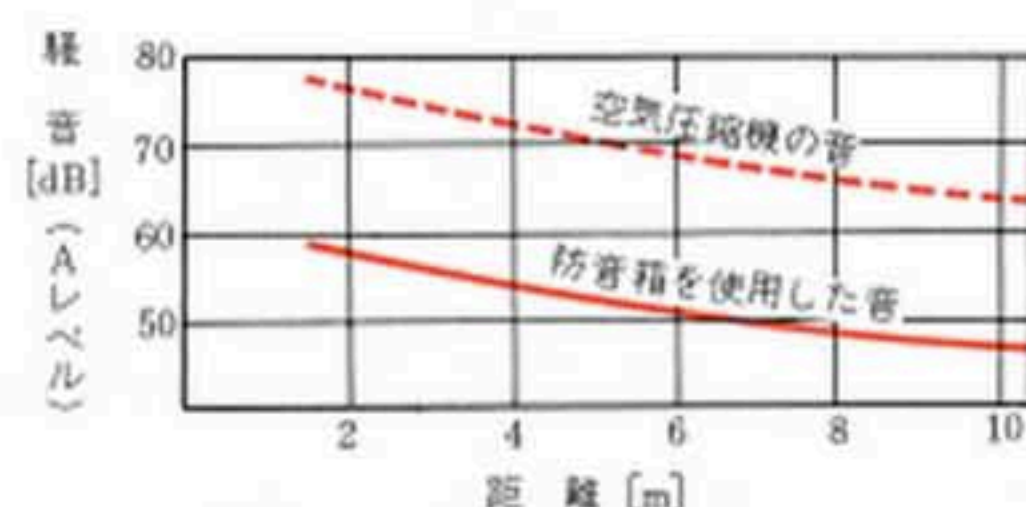
駆動定格出力が 7.5 kW 以上のものは特定施設として届出が必要となる。7.5 kW 未満の小形空気圧縮機でも公害防止条例によって届出が必要となる場合がある。その規制値は各都道府県によって異なるので空気圧縮機を設置する場所の区、市役所、町村役場の公害担当課で確認する。騒音を規制値以下にするためには周囲の環境、境界線、距離などを考慮



第 24 図 空気圧縮機の防音箱



(a) 騒音が小さい例



(b) 騒音が大きい例

第 25 図 防音箱による遮音効果例

して設置場所を設定する。

一般には音源 r_0 [m] のある方向で測った音圧レベルを L_0 [dB] とすると r [m] 離れた受信点の騒音レベルは次式で求められる。

$$L_r = L_0 - 20 \log_{10} \frac{r}{r_0} \quad [\text{dB}] \quad (11)$$

これから距離が 2 倍になると音圧レベルは 6 dB 減衰することが分かる。騒音は音源から離れると小さくなるが、音を反射しやすい壁などが近くにあるときは注意する。また、第 24 図に示すように防音箱（室）、防音壁、吸気消音器などを設置するなどの処置を行う。第 25 図に防音箱による遮音効果を示す。

振動規制法は昭和 51 年 12 月から施行されており、その規制値を第 8 表に示す。7.5 kW 以下の小形空気圧縮機はコンクリート上の地盤振動は 60 dB 以下で特に問題とならないが、地盤が軟らかいときは補強が必要である。

(b) 圧力容器安全規則

空気タンクは次の条件に適合するときは第 2 種圧力容器として使用開始前までに労働基準監督署に届け出る。

「最高使用空気圧力 2 kgf/cm² 以上で、かつ内容積 40 l 以上もしくは 2 kg/cm² 以上で胴内径 200 mm 以上、かつ胴長 1 000 mm 以上のもの」

届出にあたっては設置報告書、第 2 種圧力容器明細書の写し、設置場所の周囲の状況図を提出する。

第 8 表 特定工場などで発生する騒音規制に関する基準

	住居専用地域	住居地域	準工業地域	工業地域
昼間	45 dB 以上 50 dB 以下	50 dB 以上 60 dB 以下	60 dB 以上 65 dB 以下	65 dB 以上 70 dB 以下
朝・夕	40 dB 以上 45 dB 以下	45 dB 以上 50 dB 以下	55 dB 以上 65 dB 以下	60 dB 以上 70 dB 以下
夜間	40 dB 以上 45 dB 以下	40 dB 以上 50 dB 以下	50 dB 以上 55 dB 以下	55 dB 以上 65 dB 以下

(c) 高圧ガス取締法

空気圧縮機の最高使用空気圧力が 50 kgf/cm² を超えて現に 50 kgf/cm² を超える圧縮空気を使用する場合は高圧ガス取締法が適用される。

空気圧縮機の気筒径、衝程、気筒数、1 時間当たりの回転数及び 24 時間（1 日）のそれぞれを掛け合わせた値（処理能力）が 30 m³ 以内のものを使用する場合は使用開始後 20 日以内に管轄都道府県知事に届出をしなければならない。

また、空気圧縮機の処理能力が 30 m³ を超える場合は管轄都道府県の許可が必要となる。この場合、その装置全体（空気圧縮機、空気圧シリンダ、そのほかの機器及び配管を含む）で耐圧、気密及び肉厚検査を受けなければならない。ただし、設置場所で耐圧、気密及び肉厚検査ができない場合は各機器及び配管ごとに完成前検査を製作者側で受けることができるので、使用者が製作者に完成検査を依頼するとよい。

設計場所が船舶安全法または電気事業法の適用内にあるときはこれらの機器は第 2 種圧力容器の検定を受けていればその検査は除外される。

(d) 労働安全衛生規則の安全基準

労働安全衛生規則第 101 条、第 331 条によって事業者は原動機、回転軸、ブーリ、ベルトなど労働者に危険を及ぼすおそれがある部分には覆い、囲いを設けて安全を図らなければならない。また、漏電による感電防止のためアースを設けたり、感電防止用漏電遮断装置を設ける。

参 考 文 献

- (1) 若倉正英：空気圧縮機の火災・爆発と基本的対策、油圧技術、昭和 56 年 8 月号、日本工業出版刊
- (2) 空気圧制御技術、中小企業事業団中小企業研修所刊