

5.4 ポンプの性能

(1) ポンプの揚程・動力・効率

図のように、ポンプで実際に揚水する高さを実揚程といい、ポンプでは管内の摩擦損失などがあるので、それらの損失に相当する水頭（損失ヘッド）を加えたものを水に与えなければならないヘッドを全揚程という。

全揚程 = 実揚程 + 損失水頭

実揚程 = 吐出実揚程 + 吸込実揚程

* 吸込実揚程は、約 7 m が限界とされている。

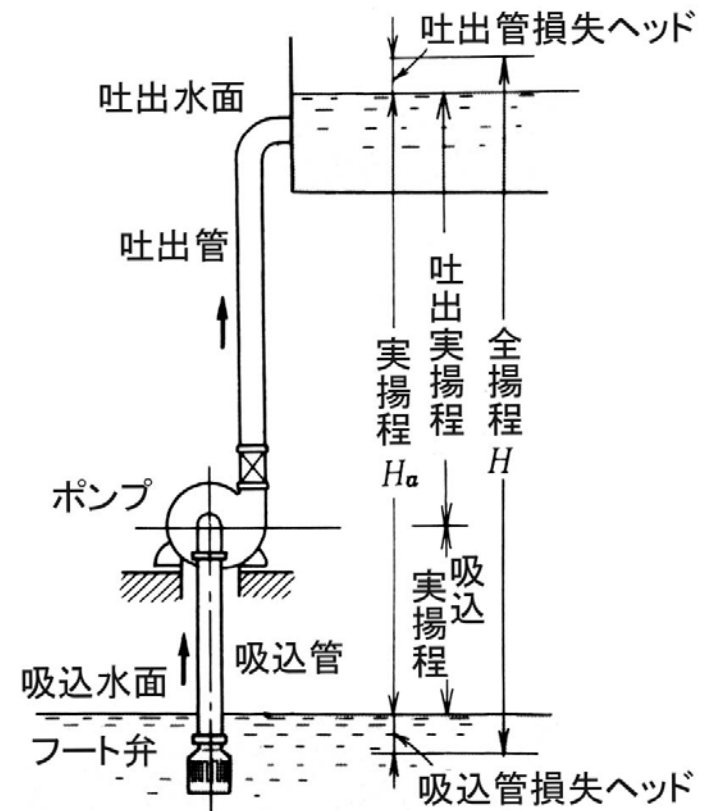


図 5.9 ポンプ揚水装置

全揚程 H とは、ポンプ吐出し口
と吸込み口とにおける全ヘッドの差
に等しい。したがって、

ベルヌーイの定理から

$$H = \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \quad [m]$$

$$\text{吐出し口全ヘッド: } H_d = \frac{p_d}{\rho g} + \frac{v_d^2}{2g} + h_d$$

$$\text{吸込み口全ヘッド: } H_s = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + h_s$$

$$\text{全揚程: } H = H_d - H_s = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + h_d - h_s \quad [m] \quad (5.6)$$

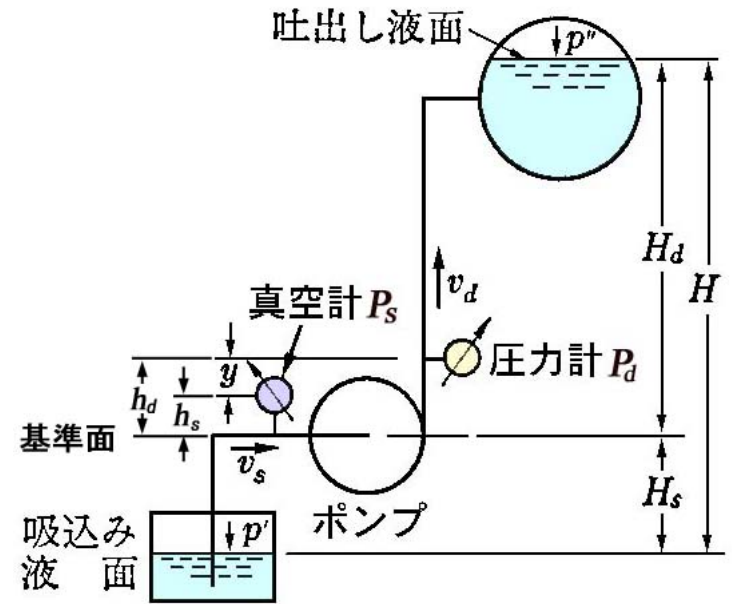


図 5.10 ポンプ揚程

ここで、 p_d : 吐出し圧力, p_s : 吸込み圧力

v_d : 吐出し管内平均流速, v_s : 吸込み管内平均流速

h_d : 吐出し圧力測定位置, h_s : 吸込み圧力測定位置

両圧力計の間の垂直距離 $y (= h_d - h_s)$ とすれば、式(5.6)は

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + y + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \quad [m] \quad (5.7)$$

また、ポンプ吐出し口の管径と吸込み口の管径が等しいときは吐出し管内流速 v_d と吸込み管内流速 v_s は等しくなるので

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + y \quad [m] \quad (5.8)$$

[例題 2] 揚水しているとき、吐出し側の圧力計は 130 kPa 、吸込み側では -50 kPa である。吐出し側の圧力計は吸込み側圧力計より 300 mm 高いところにあるとすれば、ポンプ全揚程は H はいくらか。吐出し管と吸込み管の内径は同じとする。

$$[\text{解}] \quad \text{全揚程: } H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + y + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g}$$

上式において、吐出し管と吸込み管の内径が等しいので、吐出し管内流速 v_d と吸込み管内流速 v_s は等しくなるので

$$\therefore v_d = v_s$$

$$\begin{aligned} H &= \frac{p_d - p_s}{\rho g} + y \\ &= \frac{130 \times 10^3 - (-50 \times 10^3)}{10^3 \times 9.8} + 0.3 = \frac{180}{9.8} + 0.3 = 18.7 \quad [\text{m}] \end{aligned}$$

密度 ρ , 流量 Q の水を全揚程 H の高さに揚水する場合、
ポンプの理論上の動力 L_w

$$L_w = \frac{\rho g Q H}{1000} \quad [kW] \quad (5.9)$$

この L_w をポンプの水動力という。しかし、実際にはポンプ内の流体摩擦や軸受けなどの摩擦抵抗による損失があるから、ポンプの軸に与えるべき動力、すなわち軸動力 L はポンプの水動力 L_w より大きくなってはならない。

したがって、ポンプ効率 η は次式で与えられる。

$$\eta = \frac{\text{ポンプ水動力}}{\text{ポンプ軸動力}} = \frac{L_w}{L} \quad (5.10)$$

一般には 70～95% 程度で、小型になるに従って効率は低下し、40～60% 程度となる。

また、実際にモータに供給される動力 L_m は、軸動力 L より大きくなり、モータの効率を η_m とすれば、

$$\eta_m = \frac{L}{L_m} \quad (5.11)$$

この効率 η_m の値は、モータの出力に比例して大きくなり 0.78~0.96 程度である。

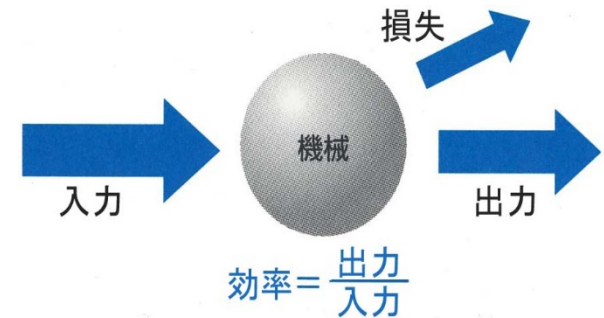


図5.11 機械の効率

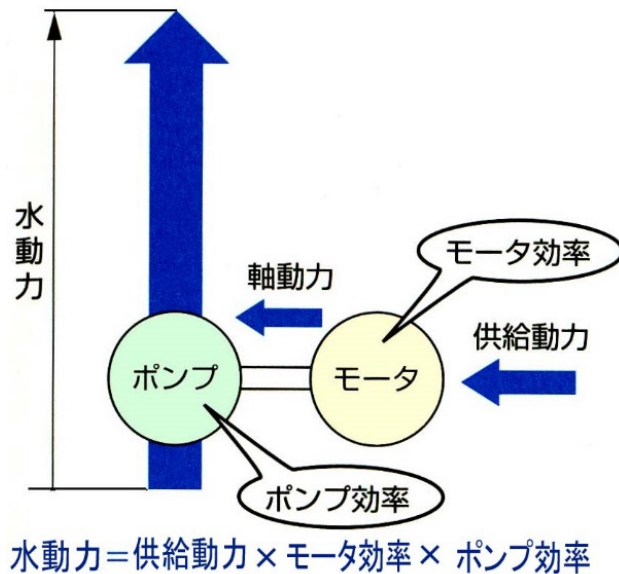


図5.12 ポンプの効率

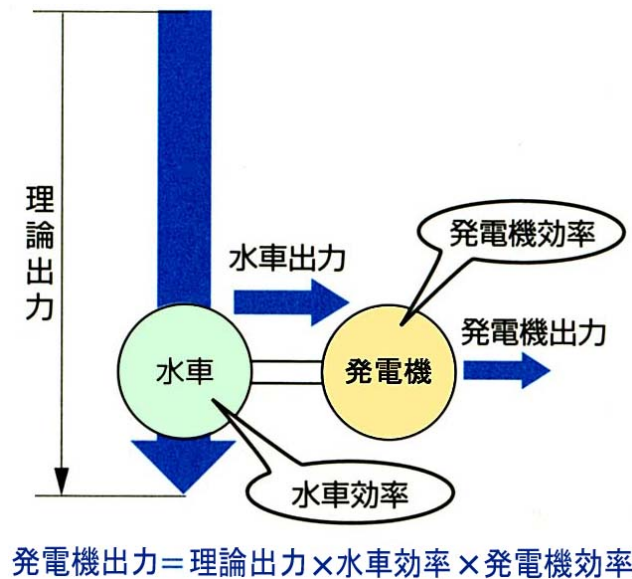


図4.2 水車の効率

[例題 3] 全揚程 25 m 、流量 $1.0\text{ m}^3/\text{s}$ のポンプがある。
効率を 75% として、軸動力を求めよ。ただし、水の密度を
 $10^3\text{ kg}/\text{m}^3$ とする。

[解]

$$\text{水動力 } L_w = \frac{\rho g Q H}{1000} = \frac{10^3 \times 9.8 \times 0.1 \times 25}{1000} = 24.5 \text{ [kW]}$$

$$\text{ポンプ効率 } \eta = \frac{L_w}{L} \text{ から}$$

$$\therefore \text{軸動力 } L = \frac{L_w}{\eta} = \frac{24.5}{0.75} = 32.7 \text{ [kW]}$$

[演習問題]

[問 2] 水動力 3.6 kW 、ポンプ効率 72% のポンプに与える軸動力を求めよ。また、モータ効率 89% としたときの供給動力を求めよ。

[問 3] 地下 3 m ある水をポンプで地上 52 m 水槽まで $0.4 \text{ m}^3 / \text{min}$ の流量で揚水したい。ポンプ効率 57% 、全損失水頭を 9 m とすれば、必要とする動力はいくらか。

[問 4] 吐出し量 $1.6 \text{ m}^3 / \text{min}$ 、軸動力 8 kW にて揚水中のポンプがある。吐出し圧力 $p_d = 200 \text{ kPa}$ 、吸込み圧力 $p_s = -30 \text{ kPa}$ 、圧力計間垂直距離 $y = 0.2 \text{ m}$ 、吐出し管径 $d_d = 0.1 \text{ m}$ 、吸込み管径 $d_s = 0.1 \text{ m}$ 、のとき、揚程、水動力およびポンプ効率を求む。

(2) ポンプの特性曲線

ポンプは、使用者が要求するポンプの全揚程と吐出し量のと
き、最高の効率を発揮するように設計される。この条件を設計
点という。

ポンプの回転数を一定に保つ
たまま、吐出し量を増加させ、
吐出し量の各段階ごとに全揚程
・軸動力・効率を求め、これをグ
ラフにあらわすと図のような曲
線ができる。この曲線をポンプ
の特性曲線といい、ポンプ試験
成績表に記入されている。

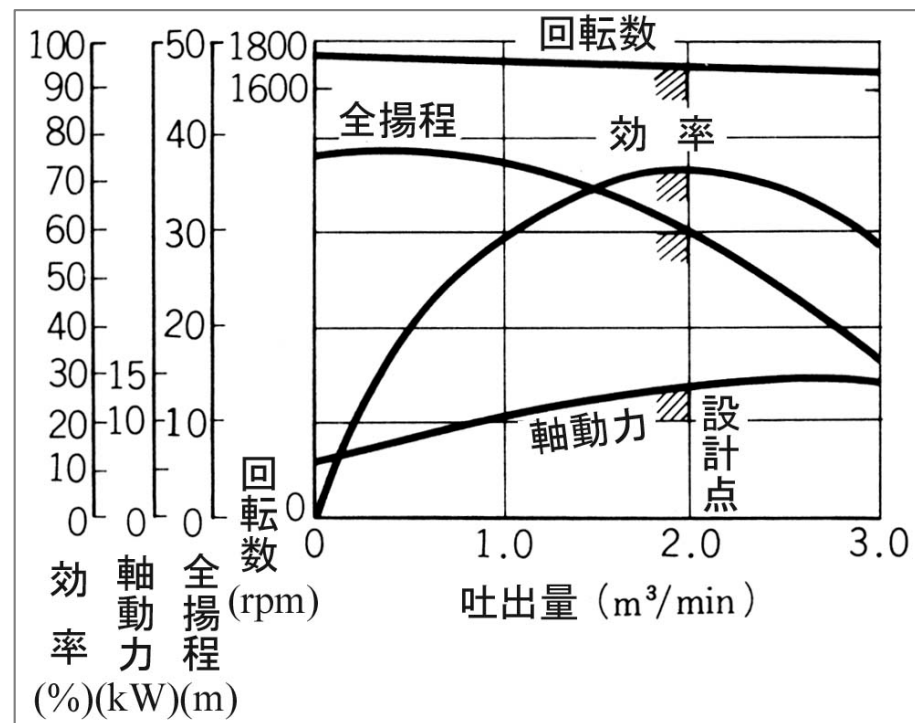


図 5.13 ポンプの特性曲線

5.5 ポンプの設備計画

(1) ポンプの形式と大きさの選定

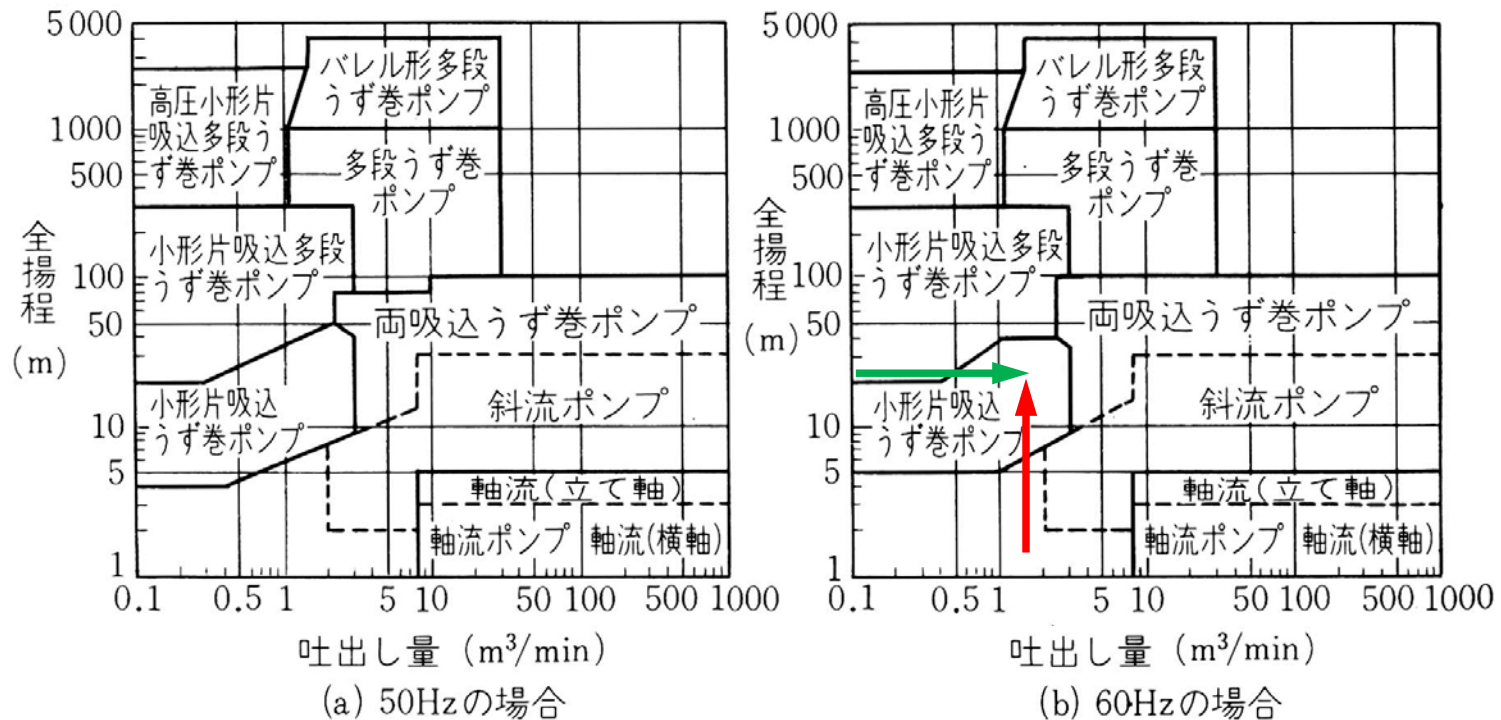
ポンプを設置するときは、取り扱う液体の種類と必要とする全揚程および吐出し量を与えられ、これを準じてポンプの形式や大きさが決まる。

このうちの全揚程は、実揚程と配管上の管路抵抗などによる損失とを考慮して決定される。

必要とする全揚程・吐出し量が決定されると、使用ポンプの形式と大きさの選定になる。

ポンプの形式決定は、全揚程と吐出し量を基準に次の図の形式選定表で行われる。

表 5.1 ポンプの形式認定表



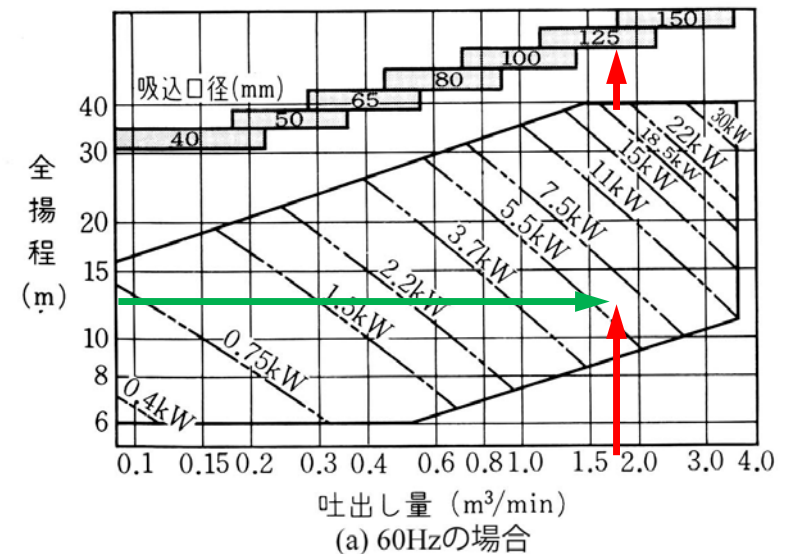
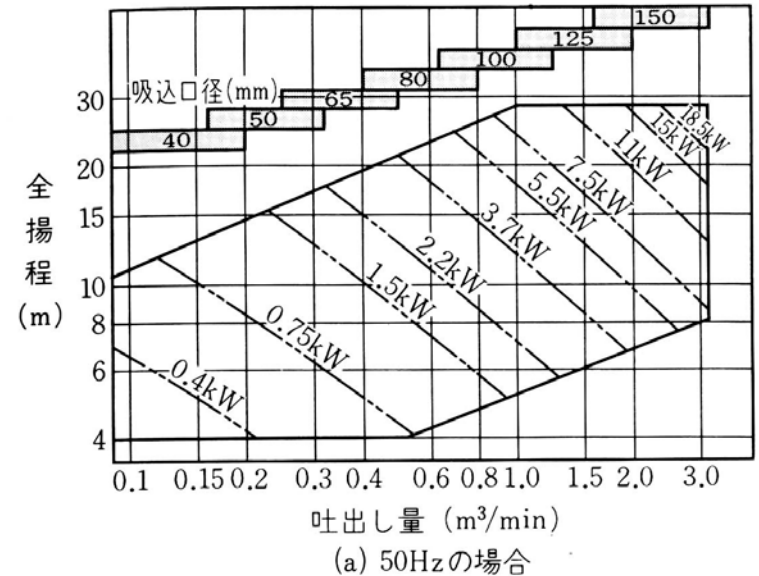
たとえば、60 Hz 地域で吐出し量 $1.7 \text{ m}^3 / \text{min}$, 全揚程 13 m に用いるポンプの形式を選定する場合、表1.1(b)で横軸の吐出し量 $1.7 \text{ m}^3 / \text{min}$ と縦軸の全揚程の 13 m の交点から、小型片吸込うず巻ポンプが得られる。

表 5.2 JIS 片吸込渦巻適用図表
(4 極三相誘導電動機直結)

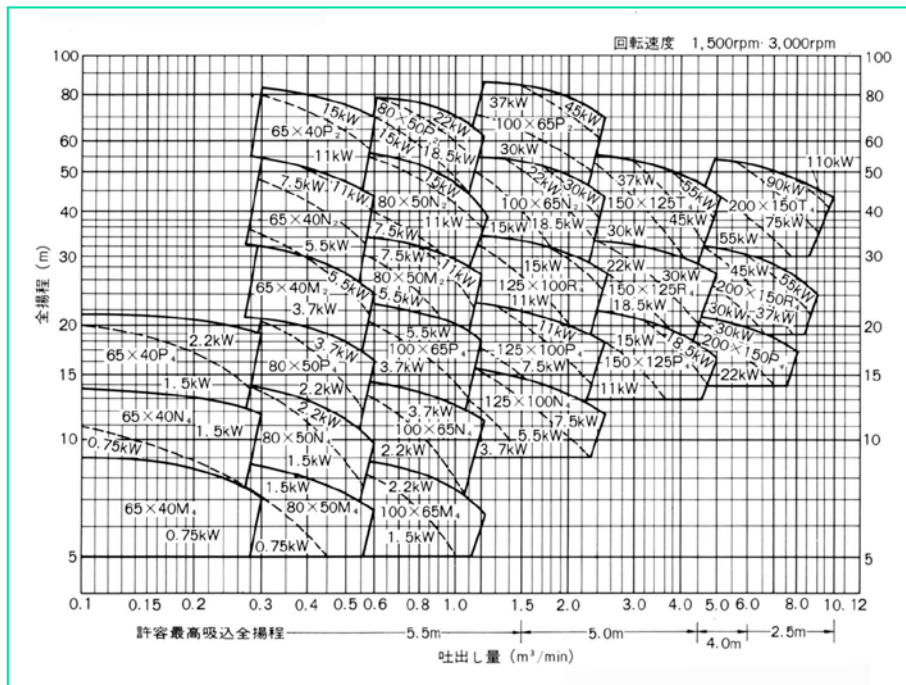
次に、ポンプの大きさの決定は、
ポンプの適用図表で行う。

図は、JIS 小型片吸込渦巻ポンプ
適用図表の例を示している。

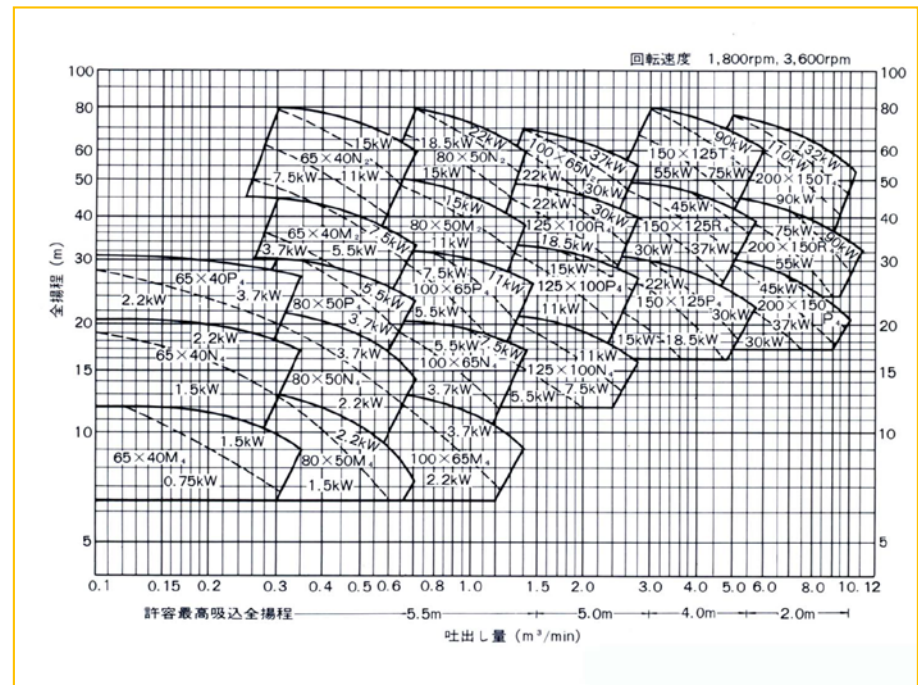
たとえば、前記の例で、横軸・縦
軸にそれぞれ吐出し量 $1.7 \text{ m}^3 / \text{min}$ 、
全揚程 13 m をとれば、この交点か
ら、口径 125 mm 、電動機 4 極、 60 Hz
で 5.5 kW の軸動力をもつ JIS 小型片
吸込渦巻ポンプが得られる。



ポンプ適用図表例



50Hz



60Hz

(2) ポンプの設備計画の例

[例題 4] 図に示す配管立面図で、地下水槽の水を毎分 0.2 m^3 の割合で上部水槽に揚水する場合、配管に生じる全損失水頭を計算し、ポンプの全揚程を求め、これに適応するポンプおよび電動機を選定せよ。ただし、配管全長は 25 m 、実揚程は 9 m とする。

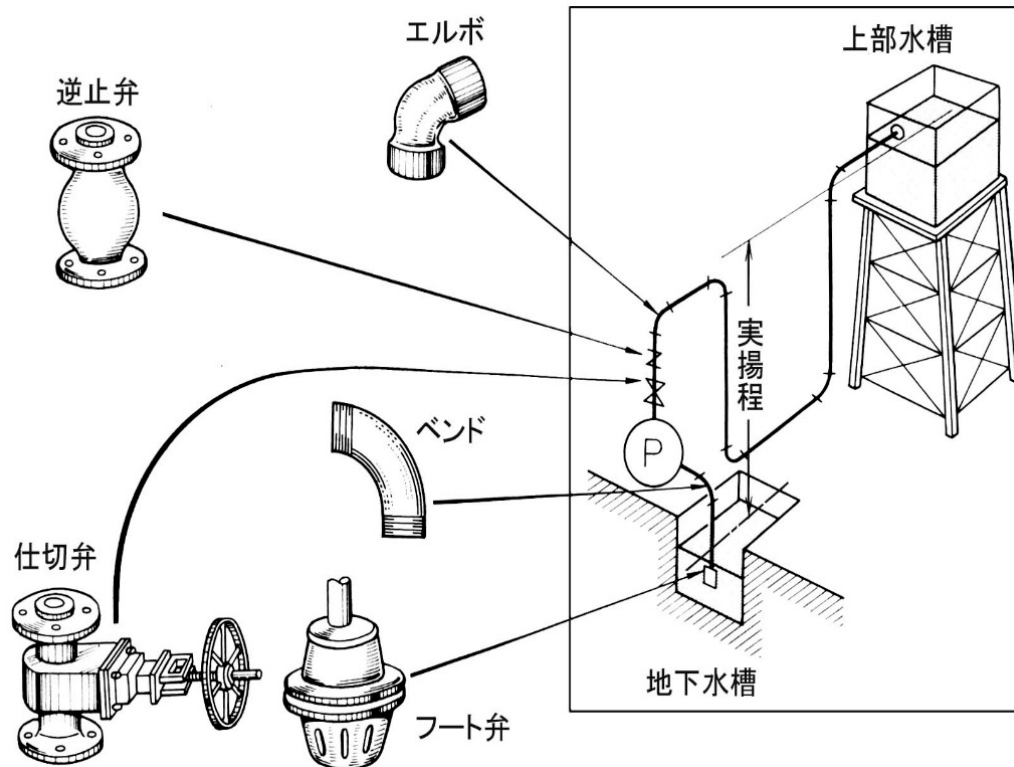


図 5.14 ポンプ設備の例

[解] 計算データ: $Q = 0.2 \text{ m}^3 / \text{min}$, $\ell = 25 \text{ m}$, $H_a = 9 \text{ m}$

表5.3から、水量 $0.2 \text{ m}^3 / \text{min}$ の場合、ポンプ口径 50 mm のものを選ぶ。これより、配管に使用する管径も 50 mm とする。

次に、配管立面図からより直管・バルブや各継手類の損失水頭を求める。

表5.3 ポンプ口径と水量

管の呼び名		外 径 (mm)	水 量 (m^3/min)		流 速 (m/s)	
A	B		最 大	標 準	最 大	標 準
20	$\frac{3}{4}$	27.2	0.03	0.025	1.60	1.33
25	1	34.0	0.06	0.05	2.04	1.70
32	$1\frac{1}{4}$	42.7	0.10	0.08	2.07	1.66
40	$1\frac{1}{2}$	48.6	0.15	0.13	1.99	1.73
50	2	60.5	0.26	0.20	2.21	1.70
65	$2\frac{1}{2}$	76.3	0.45	0.3	2.26	1.51
				0.4		2.01
80	3	89.1	0.65	0.5	2.46	1.89
				0.63		2.38
100	4	114.3	1.2	0.85	2.55	1.81
				1.1		2.34
125	5	139.8	1.0	1.4	2.56	1.90
				1.7		2.31
150	6	165.2	2.7	2.1	2.55	1.98
				2.6		2.46
175	7	190.7	3.8	3.3	2.63	2.28
200	8	216.3	5.0	4.0	2.65	2.12
				4.8		2.45
250	10	267.4	8.0	6.0	2.72	2.04
				7.5		2.55
300	12	318.5	12	9.0	2.84	2.12
				11		2.60

- ・ 管摩擦損失水頭

$$h_f = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v^2}{2g} = 0.03 \times \frac{25}{0.05} \times \frac{1.7^2}{2 \times 9.8} = 2.21 [m]$$

各種の損失水頭は $h_p = \zeta \frac{v^2}{2g}$ から

- ・ フート弁の損失水頭: $2 \times \frac{1.7^2}{2 \times 9.8} = 2 \times 0.147 = 0.297 [m]$
- ・ 90° ベンドの損失水頭: $0.25 \times 0.147 = 0.0369 [m]$
- ・ 仕切り弁の損失水頭: $0.17 \times 0.147 = 0.0250 [m]$
- ・ 逆止弁の損失水頭: $1.5 \times 0.147 = 0.221 [m]$
- ・ エルボの損失水頭: $1.0 \times 0.147 \times 5 = 0.735 [m]$
- ・ 放流の損失水頭: $1.0 \times 0.147 = 0.147 [m]$

各種損失水頭の合計: $h_t = 1.45 [m]$

したがって、この配管の全損失水頭 h は

$$h = h_f + h_t = 2.21 + 1.45 = 3.66 [m]$$

(7) 管路における損失ヘッド（水頭）

1. 直管における損失ヘッド

図5.7のように、水平な管に水を流すと、点②の圧力ヘッドは点①より h_f だけ低くあらわれる。この h_f を摩擦損失ヘッドという。

流体の摩擦は個体の摩擦と異なり、圧力には無関係で、速度や流体と壁面との接触面積が大きくなるほど増加する。

管の摩擦損失ヘッド h は

$$h_f = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad [m] \quad (5.2)$$

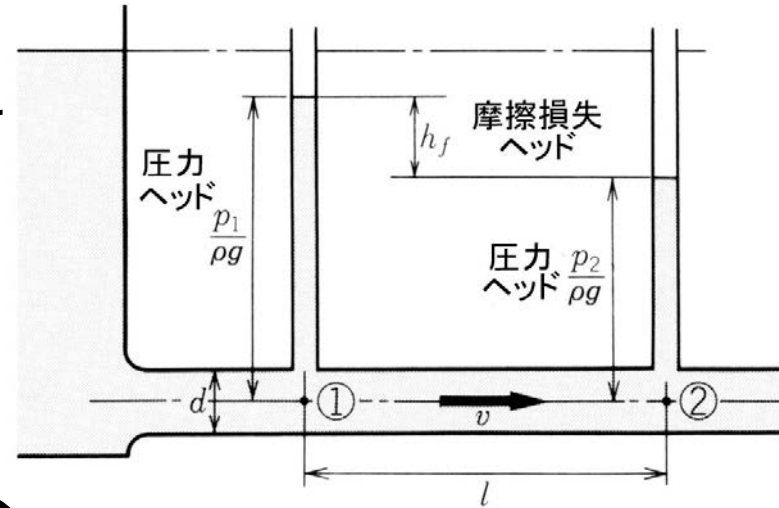


図 5.7 損失ヘッド

2. 管路の形状による損失ヘッド

管路に流れる水は、管の断面積が急変したり、流れる方向が変わったり、管路に障害物があったりすると、流れに衝突や渦が生じ、そのためにエネルギーを消費する。

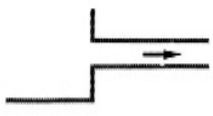
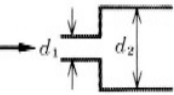
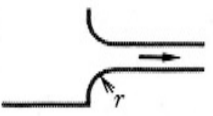
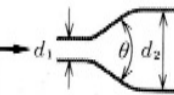
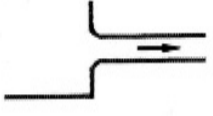
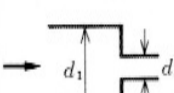
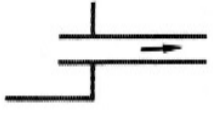
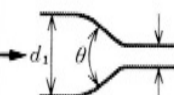
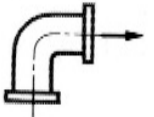
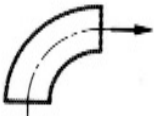
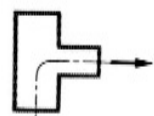
この場合、損失ヘッド h_p は次の式で表される。

$$h_p = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad [m] \quad (5.3)$$

摩擦係数 λ は、壁面のあらさなどによって異なるが、配管に多く使用されている鉄管では、実用上 $\lambda = 0.03$ を用いている。

次の表5.4は、いろいろな場合の損失係数 ζ を示している。

表5.4 管路形状と損失係数

管路の形状			損失係数 ζ	管路の形状			損失係数 ζ
流入口	角端		0.5	急広がりの場合			$\left\{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right\}^2$
	丸味付き		$0.06(r \text{ 小})$ $0.005(r \text{ 大})$	ゆるやかな広がりの場合			円管で $\theta \doteq 5^\circ 30'$ のとき, $0.135 \left\{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right\}^2$
	面取り		0.25	急せばまりの場合			$\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = 0.1 \sim 0.9$ のとき 0.41 ~ 0.036
	管突出し		0.5(鈍) 3.0(鋭)	ゆるやかにせばまる場合			$\theta < 30^\circ$ のとき 0に近い
90°曲がり	エルボ		1.0	放流			1.0
	ベンド		0.2 0.3	フート弁	ストレーナ付		1.5(大) ~ 2.0(小)
	T		0.88	逆止め弁 仕切弁	全開時		0.6(大) ~ 1.5(小) 0.05(大) ~ 0.17(小)

$$\therefore H = H_a + h = 9 + 3.66 = 12.7 [m]$$

そこで、ポンプの設置地域を 60 Hz として、全揚程 12.7 m と吐出量 $0.2 \text{ m}^3 / \text{min}$ から、ポンプ選定表よりポンプの形式、ポンプおよび電動機大きさを求めると、吸込口径 50 mm の小型片吸込渦巻ポンプで、電動機は 4 極, 0.75 kW になる。

表 5.1 ポンプの形式認定表

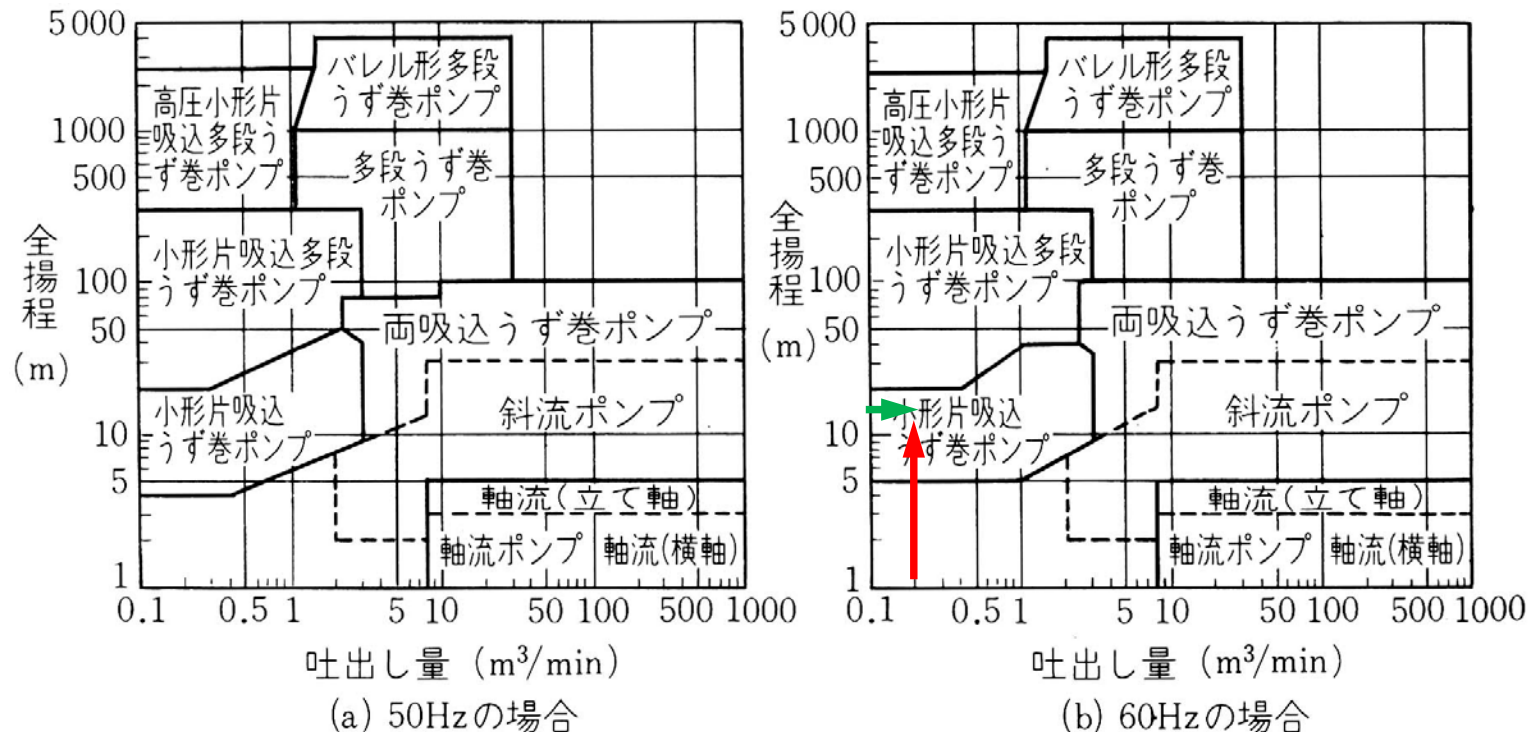
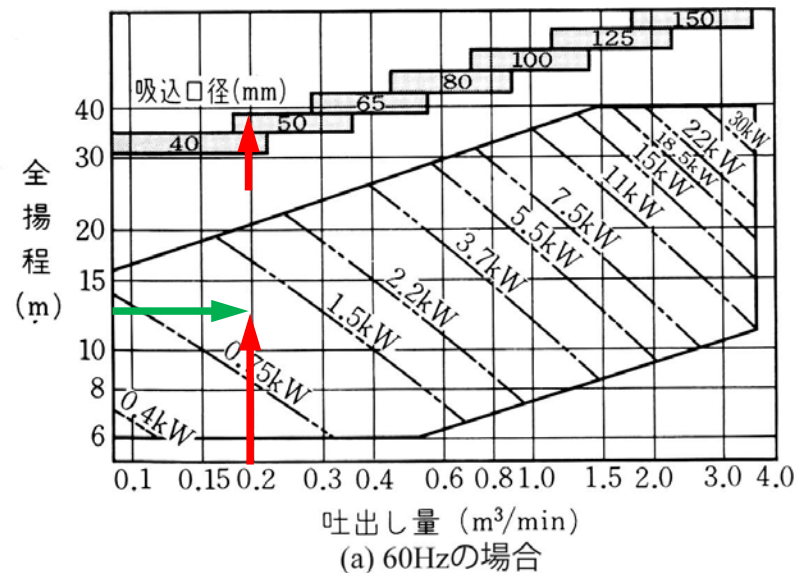
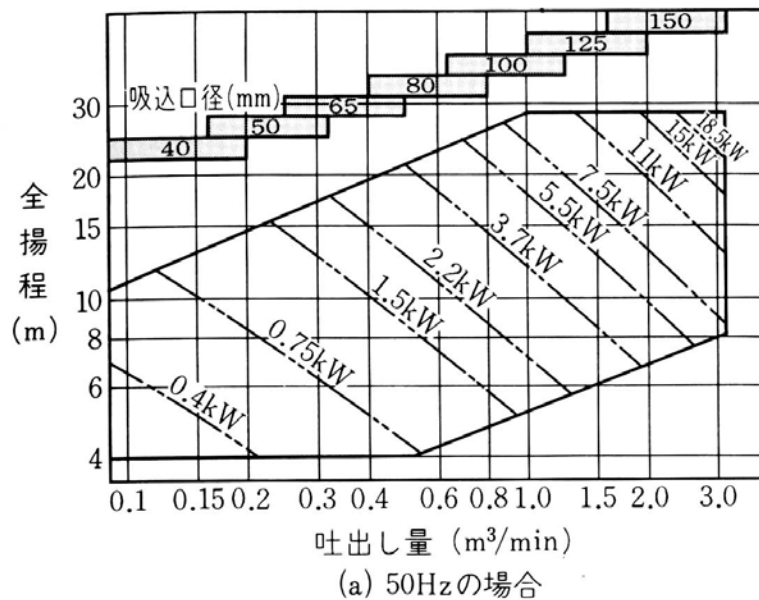


表 5.2 JIS 片吸込渦巻適用図表
(4 極三相誘導電動機直結)



5. 遠心ポンプ羽根車の相似則

(1) 1個の羽根車で回転数が異なる場合

羽根車の回転数が n のときの流量 Q ,
揚程 H , 軸動力 L として、別の回転数を
ダッシュで表すと速度の比は、

$$\frac{n'}{n} = \frac{u'_2}{u_2} = \frac{v'_2}{v_2} \text{ なので}$$

$$\text{・流量について } \frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \rightarrow Q' = Q \frac{n'}{n} \quad (5.12)$$

$$\text{・揚程について } \frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \rightarrow H' = H \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \quad (5.13)$$

$$\text{・軸動力について } \frac{L'}{L} = \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \rightarrow L' = L \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \quad (5.14)$$

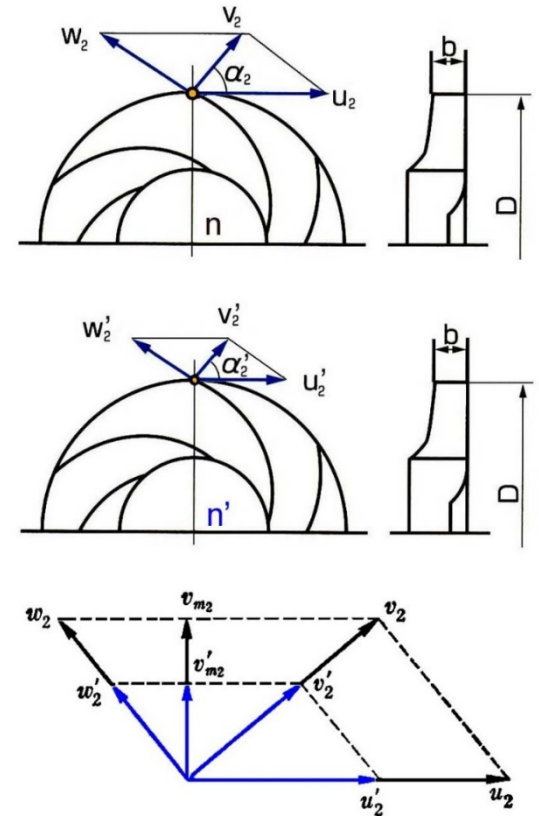


図 5.15 出口速度線図

ある一つの羽根車の回転を変えた場合の吐出し量 Q , 揚程 H および軸動力 L は、それぞれ回転数の比の1乗、2乗および3乗に比例する。

$$Q' = Q \left(\frac{n'}{n} \right)^1, \quad H' = H \left(\frac{n'}{n} \right)^2, \quad L' = L \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \quad (5.15)$$

電動機の回転数: $n \text{ rpm}$ は、電動機の極数: p , 電気の周波数: $f \text{ Hz}$, 電動機のすべり: s とすれば

$$n = \frac{120}{p} f (1-s) \quad [\text{rpm}]$$

周波数 $f = 50 \text{ Hz} \Rightarrow 60 \text{ Hz}$, 周波数 $f = 60 \text{ Hz} \Rightarrow 50 \text{ Hz}$

・ $Q' = Q \left(\frac{60}{50} \right) = 1.20 Q$	・ $Q' = Q \left(\frac{50}{60} \right) = 0.833 Q$
・ $H' = H \left(\frac{50}{60} \right)^2 = 1.44 H$	・ $H' = H \left(\frac{50}{60} \right)^2 = 0.694 H$
・ $L' = L \left(\frac{60}{50} \right)^3 = 1.73 L$	・ $L' = L \left(\frac{60}{50} \right)^3 = 0.579 L$

[例題 5] 回転数 1450 rpm 、揚程 50 m 、流量 $0.15 \text{ m}^3 / \text{s}$ で軸動力 1.2 kW のポンプで回転数を 1750 rpm にしたときの揚程・流量および軸動力を求めよ。

[解]

$$\text{揚程 } H' = H \left(\frac{n'}{n} \right)^2 = 50 \times \left(\frac{1750}{1450} \right)^2 = 72.8 \quad [\text{m}]$$

$$\text{流量 } Q' = Q \left(\frac{n'}{n} \right) = 0.15 \times \frac{1750}{1450} = 0.181 \quad [\text{m}^3 / \text{s}]$$

$$\text{軸動力 } L' = L \left(\frac{n'}{n} \right)^3 = 1.2 \times \left(\frac{1750}{1450} \right)^3 = 2.11 \quad [\text{kW}]$$

(2) 形が相似で大きさが異なる2つの羽根車の場合

大小2つのポンプ羽根車直径 D 、
回転数 n 、流量 Q 、揚程 H 、軸動力 L
として、別のポンプをダッシュで表
すと速度の比は、

$$\frac{D' \cdot n'}{D \cdot n} = \frac{u'_2}{u_2} = \frac{v'_2}{v_2} \quad \text{なので}$$

$$\cdot \text{流量} \quad \frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'}{D}\right)^3 \frac{n'}{n} \rightarrow Q' = Q \left(\frac{D'}{D}\right)^3 \frac{n'}{n} \quad (5.16)$$

$$\cdot \text{揚程} \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D'}{D}\right)^2 \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \rightarrow H' = H \left(\frac{D'}{D}\right)^2 \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad (5.17)$$

$$\cdot \text{軸動力} \quad \frac{L'}{L} = \left(\frac{D'}{D}\right)^5 \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \rightarrow L' = L \left(\frac{D'}{D}\right)^5 \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \quad (5.18)$$

* 相似則条件を満たせば、小型模型で実験が行える。

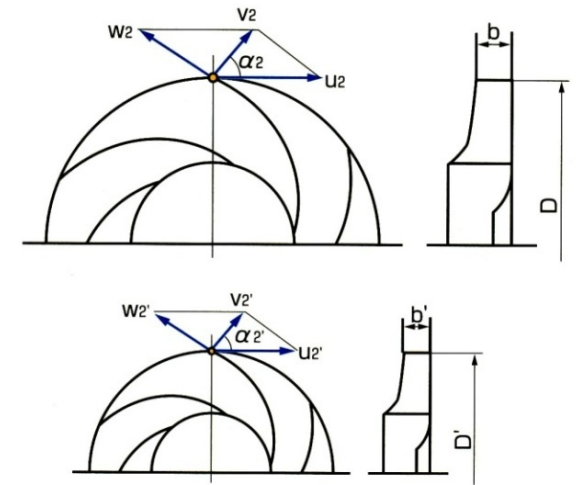


図 5.16 出口速度線図

(3) 比速度

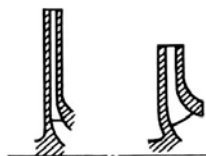
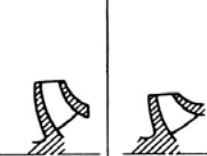
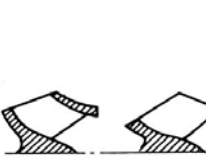
ポンプの羽根車形状のおおよその見当をつけるのに、比速度を用いると便利である。これは羽根車回転数 $n \text{ rpm}$ 、吐出し量 $Q \text{ m}^3 / \text{min}$ 、揚程 $H \text{ m}$ を用いて次式で表す。

$$n_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad [\text{rpm}, \text{m}^3 / \text{min}, \text{m}] \quad (5.19)$$

比速度 n_s の等しい羽根車は全て相似形である。

* 相似則条件を満たせば、小型模型で実験が行える。

表 5.5 羽根車形状と比速度

羽根車の 形 状							
n_s	100	150	350	550	800	1 100	1 500
揚 程 (m)	30	20	12	10	8	5	3
相当する ポンプ名	遠 心 ポ ン プ				斜流ポンプ		軸流ポンプ
	高 揚 程		中揚程	低揚程			

式中の吐出し量 Q は、両吸込みポンプの場合はその吐出し量の $Q/2$ とし、全揚程 H は多段ポンプでは1段あたりの揚程とし、 i 段の場合、揚程は H/i する。

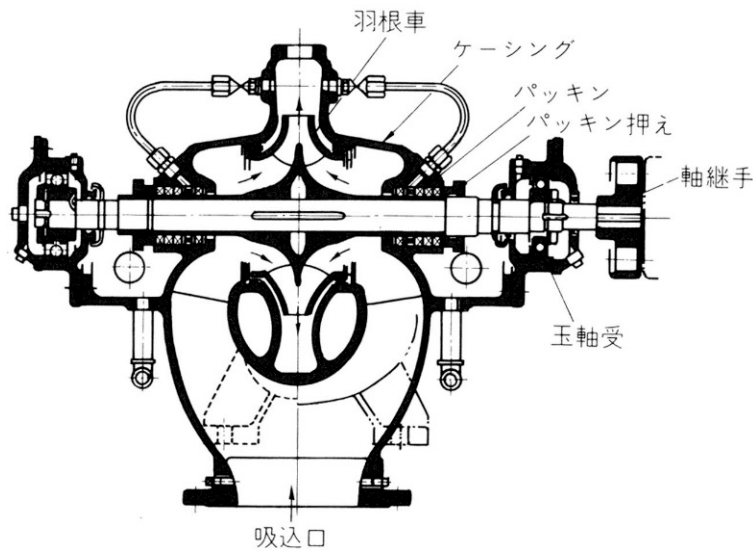


図 5.17 両吸込形遠心ポンプ

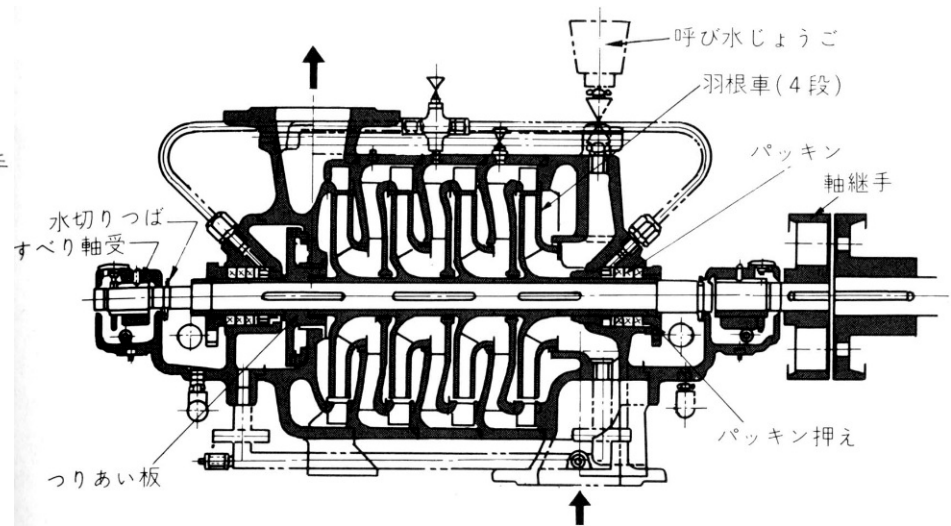


図 5.18 多段ディフューザポンプ

(4) 比速度とポンプの最高効率点

図は、最高効率点における比速度 N_s と吐出し量に対するポンプの概略の最高効率値を示したもので、全体の傾向として吐出し量の増加に伴い、最高効率値が得られる N_s は大きくなり、効率も高くなる傾向を示している。

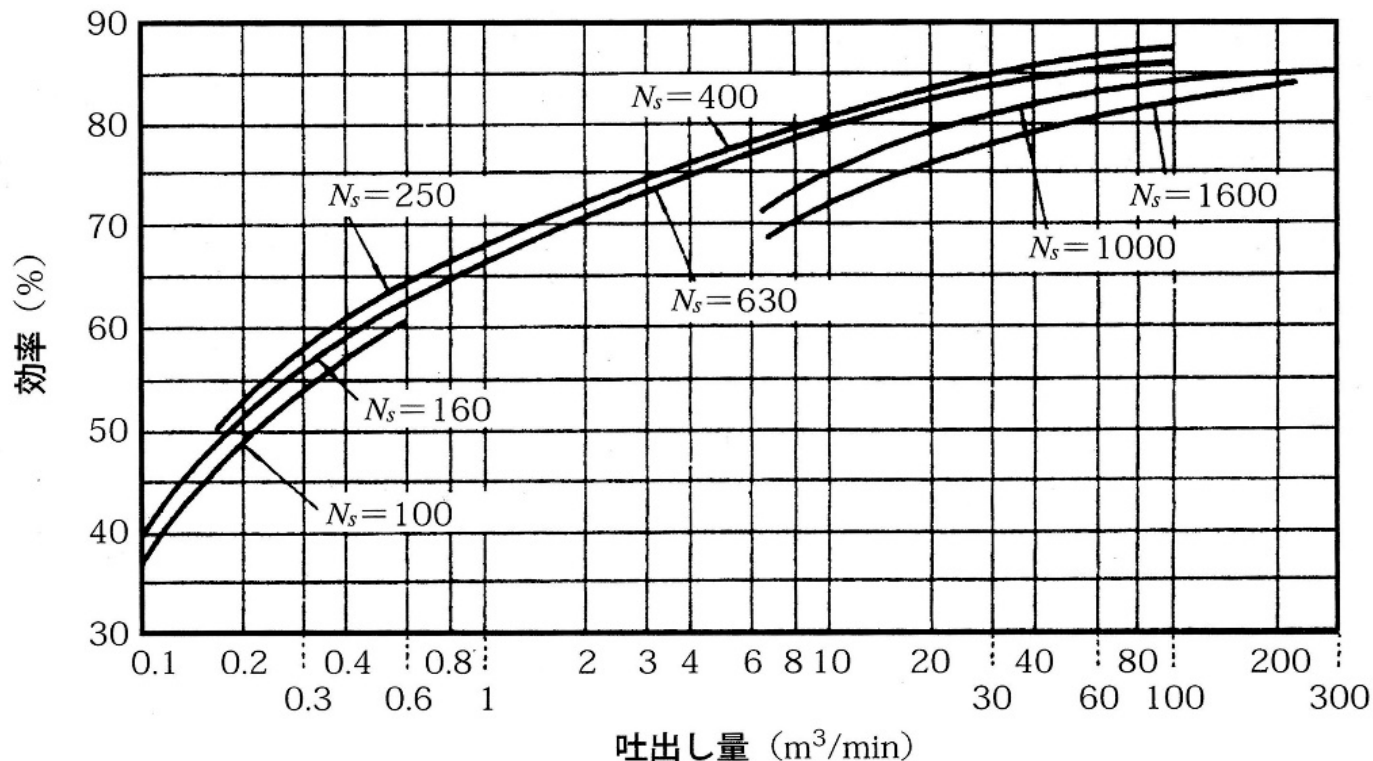


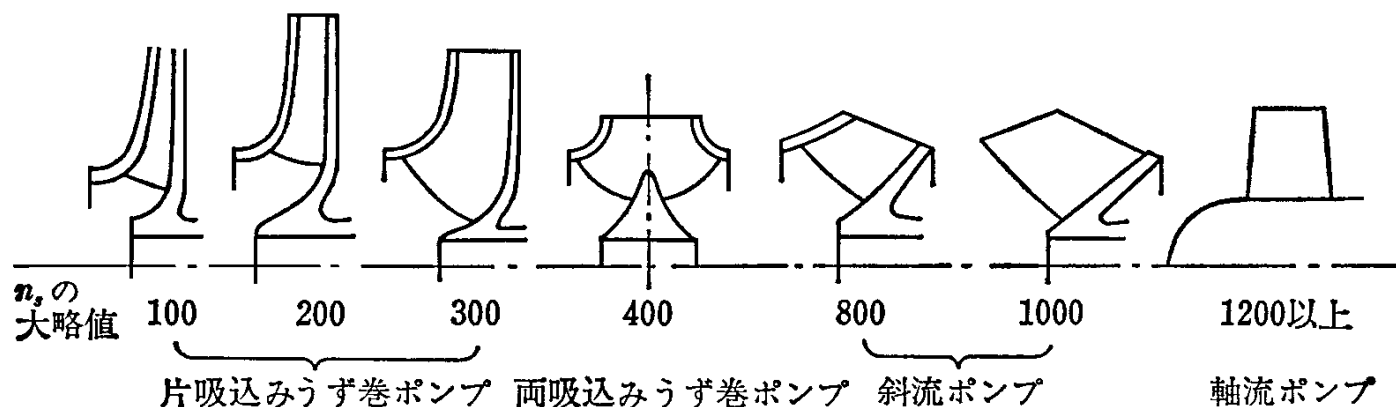
図 5.19 N_s と吐出し量に対するポンプの最高効率値

[例題 5] 揚程 15 m 、吐出し流量 $0.8\text{ m}^3/\text{min}$ 、回転数 1450 rpm のターボ形ポンプの比速度を求めよ。

[解]

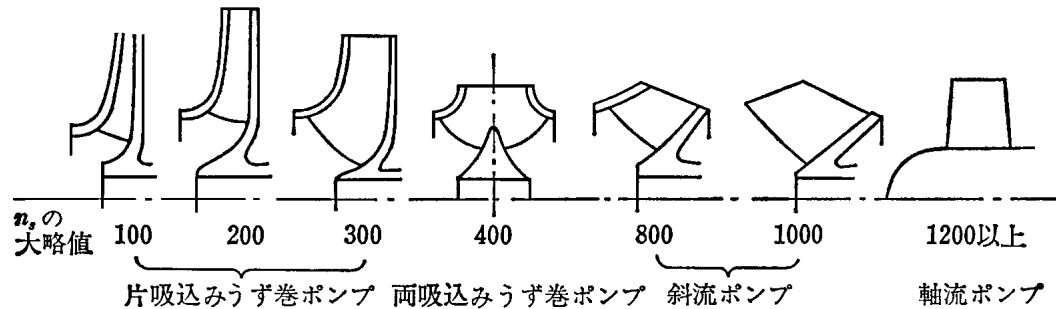
$H = 15\text{ m}$, $Q = 0.8\text{ m}^3/\text{min}$, $n = 1450\text{ rpm}$ であるから

$$\text{比速度 } n_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{1450 \times \sqrt{0.8}}{15^{3/4}} = 170 \quad [\text{rpm}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}]$$



[演習問題]

[問 5] 全揚程 15 m 、吐出し流量 $10\text{ m}^3/\text{min}$ 、回転数 1500 rpm の両吸込み渦巻ポンプの比速度を求めよ。



[問 6] 羽根車直径 200 mm の遠心ポンプを回転数 1450 rpm で運転するとき、揚程は 12 m 、吐出し量 $0.55\text{ m}^3/\text{min}$ である。この羽根車の形状を変えずに、直径を 250 mm に変更して 1450 rpm で運転すると、揚程、吐出し量はいくらになるか。また比速度を計算せよ。

[問 7] 全揚程 15 m 、吐出し量 $10\text{ m}^3/\text{min}$ 、回転数を 1500 rpm 、吐出し口径 300 mm の両吸込渦巻ポンプを用いると、 33 kW の動力を要する。このポンプの効率を求めよ。

[問 8] 全揚程 5 m 、吐出し量 $100\text{ m}^3/\text{min}$ 、回転数を 700 rpm のターボ形のポンプがある。羽根車形式を推定せよ。

[問 9] 遠心ポンプで吸込水面より 25 m 高い水槽に揚水するため、口径 200 mm の鋼管を全長 120 m 配管した。この管に毎分 4.8 t の水を送水するためには、ポンプの軸動力をいくらにすればよいか。ただし、この吐出し量におけるポンプ効率を 80% 、吸込水面からポンプ軸心までの高さを 2 m 、鋼管の管摩擦係数を 0.025 とし、直管以外の損失は考えないものとする。

6. 往復ポンプ

- 往復ポンプの理論吐出し量
- 演習問題

7. 油圧装置および空気圧装置の構成と利用

- 油圧シリンダ
- 油圧モータ
- 油圧ポンプの所要動力とアクチュエータの出力
- 練習問題

6 往復ポンプ

往復ポンプは、ピストンやプランジャの往復運動によって液体を吸い込み、必要な圧力を与えて送り出すポンプで、このポンプは吐出し量は多くないが、高圧が求められる場合に用いられる。

往復ポンプの構造は、ピストン（プランジャ）、シリンダ、吸込み弁、吐出し弁からなる。ピストンは、クランク機構を用いて、モータ等の原動機から直結、またはベルトや歯車などにより駆動される。

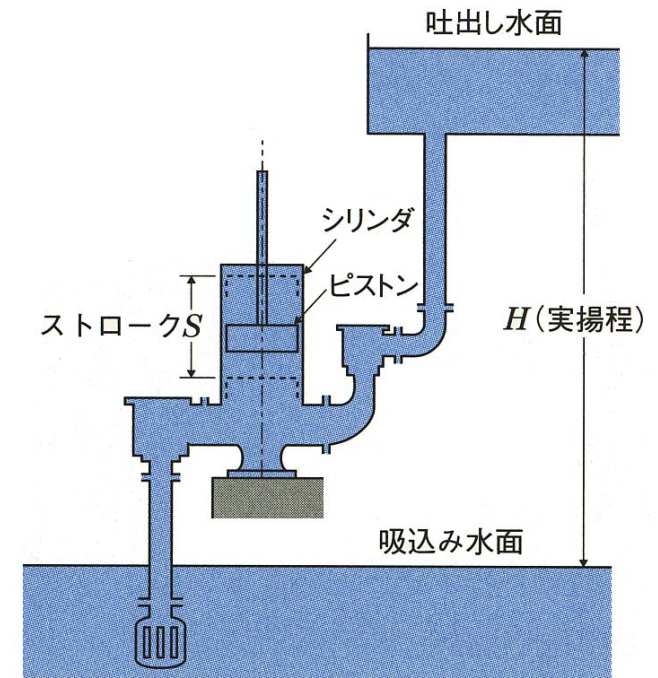


図 6.1 往復ポンプの揚水装置

往復ポンプの作動方法式には、クランクの一回転の間に吸込み、吐出しを各一回行う単動形、クランクの一回転の間に吸込み、吐出しを各二回行う複動形などがある。

単動形の往復ポンプでは、吐出し量の変化が大きいため、このムラを防ぐために複動形にすることがある。これは自動車のピストン機関が、単気筒ではなく、4気筒など多気筒になっているのと似ている。

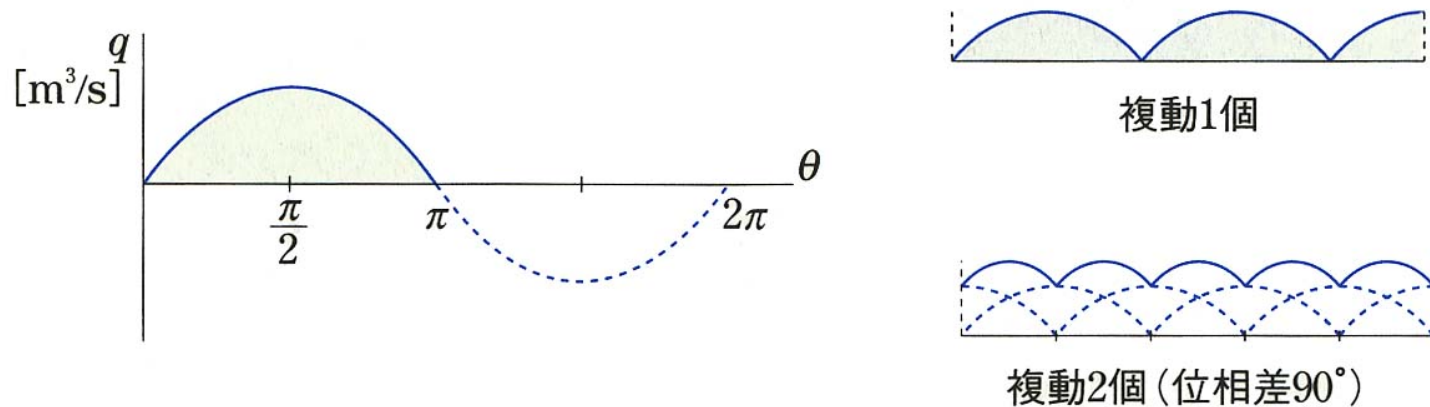


図 6.2 吐出し量曲線

6.1 往復ポンプの理論吐出し量

ピストンの移動距離であるストローク S ($2r$) m 、シリンダ直径 D m 、ピストンの断面積を A m^2 とすると、ピストンが1往復するときに送り出される理論体積 V m^3 は

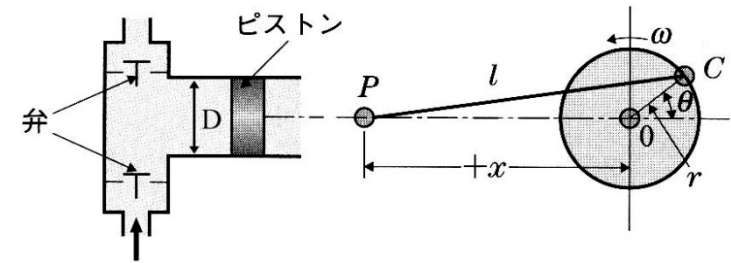


図6.2 往復ポンプの
(単動形)のメカニズム

$$V = A \cdot S = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \quad [m^3] \quad (6.1)$$

また、毎分あたりの往復数 n rpm とすれば、毎分あたりの理論吐出し流量 Q_{th} m^3 / min は

$$Q_{th} = V \cdot n = \frac{\pi}{4} D^2 S \cdot n \quad [m^3 / \text{min}] \quad (6.2)$$

しかし、実際にはピストンとシリンダの間に漏れ、弁の部分での逆流による漏れなど Q_ℓ があるため、実際の吐出し量 Q は

$$Q = Q_{th} - Q_\ell \quad [m^3 / \text{min}] \quad (6.3)$$

ここで、 Q と Q_{th} の比を体積効率 η_v といい、次式で表される。

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{th}} = \frac{Q_{th} - Q_\ell}{Q_{th}} = 1 - \frac{Q_\ell}{Q_{th}} \quad (6.4)$$

で表される。したがって

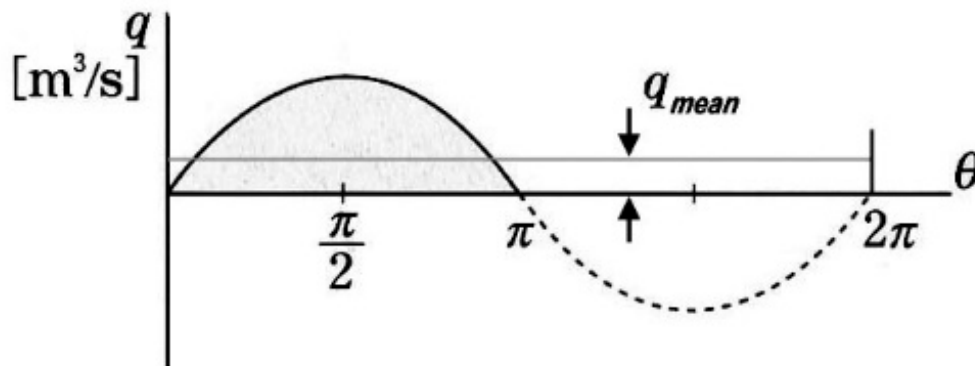
$$Q = \eta_v \cdot Q_{th} = \eta_v \cdot V \cdot n = \eta_v \cdot \frac{\pi}{4} D^2 S \cdot n \quad [m^3 / \text{min}] \quad (6.5)$$

[例題 1] 単動形の往復ポンプにおいて、ピストンの直径が 100 mm 、ストロークが 120 mm 、クランク軸の回転速度を 180 rpm とすると、ポンプの理論吐出し量を求めなさい。また、ポンプの体積効率 0.96 とすると、実際の吐出し量はいくらになるか。

$$[\text{解}] \quad Q_{th} = V \cdot n = \frac{\pi}{4} D^2 S \cdot n = \frac{\pi}{4} \times 0.1^2 \times 0.12 \times 180 = 0.170 [\text{m}^3 / \text{min}]$$

$$Q = \eta_v \cdot Q_{th} = 0.96 \times 0.170 = 0.163 [\text{m}^3 / \text{min}]$$

* ここで求めた吐出し量は、1分間の平均流量である。



[演習問題]

[問 1] 毎分 100 回転するクランク軸に接続された単動式シリンダのプランジャポンプがある。プランジャの直径を 50 mm 、行程を 80 mm とするときの理論吐出し量を求めよ。また、このポンプの体積効率を 85% とすると、実際の吐出し量はいくらになるか。

[問 2] 単式シリンダピストンポンプが $n = 150\text{ rpm}$, $D = 100\text{ mm}$, $L = 125\text{ mm}$ で運転されているとき、理論吐出し量 $Q_{th}\text{ m}^3/\text{min}$ はいくらか。また、体積効率 $\eta_v = 80\%$ のときの実際の吐出し量 $Q\text{ m}^3/\text{min}$ はいくらになるか。

つぎに、このポンプで全揚程 20 m を揚水するものとすれば理論動力 L_w は何キロワット必要か。また、ポンプ効率を 75% としたときの実際に必要な軸動力は何キロワットになるか。ただし、液体は水とする。

[問 3] 吐出し量 $Q = 240 \text{ L/min}$ の水を圧力 $p = 150 \text{ kPa}$ で運転している往復ポンプがある。このポンプの理論動力 L_w は何 kW か。また、ポンプ効率を 80% とすれば、軸動力は何 kW になるか。

7 油圧装置および空気圧装置の構成と利用

油圧装置および空気圧装置は、外部からの機械エネルギーを油あるいは空気に与えて圧力を発生させ、その圧力を油圧シリンダや空気圧シリンダなどに供給して機械的仕事をさせる機械である。

7.1 油圧装置および空気圧装置の構成

油圧装置および空気圧装置は、図 7.1 のような構成からなっている。

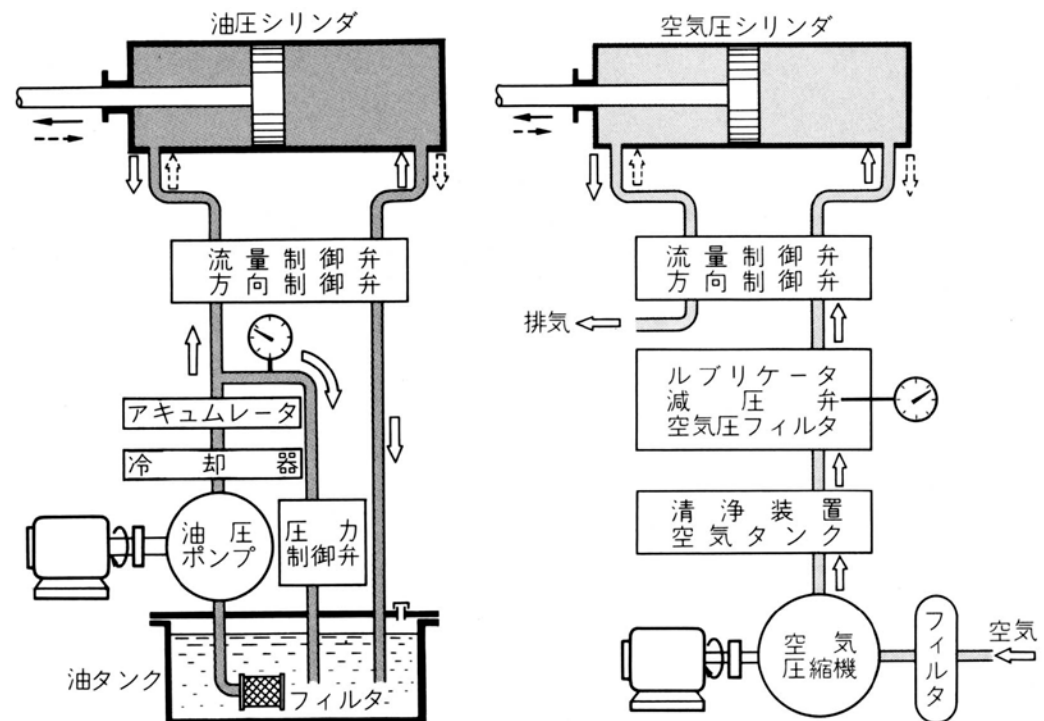


図 7.1 油圧装置および空気圧装置の主な構成

油圧シリンダ・空気圧シリンダおよび油圧モータ・空気圧モータなどのように、流体のもっているエネルギーを機械的な仕事に変換する部分を総称してアクチュエータという。

7.2 油圧装置および空気圧装置の特徴

表 7.1 油圧装置および空気圧装置の特徴

油圧装置および空気圧装置は、他の機械的な装置と比べて表 7.1 のような特徴がある。

	油 圧 装 置	空 気 圧 装 置
運転速度	無段階に変速でき、なめらかな作動ができる。 速度調整が容易である。	
運転方向	直線運動・回転運動ともに使われ、方向も自由に変えられる。 連続運転・間欠運転とも容易である。	
出 力	大きな出力が得られる。	油圧装置に比べ出力が小さい。
機器の取付	きわめて融通性があり、一つの装置で数台の機器の運転が可能である。	
安 全 性	衝撃的な負荷が加わっても、機器の損傷が少なく、安全装置の取付も簡単である。	
運転操作	手動操作・自動操作が容易で、遠隔操作も可能である。	
漏 れ	一般的に、高圧になるほど、配管継ぎ目などから漏れが生じやすい。	
設備作業	配管などの作業が電気配線などに比べて簡単ではない。 戻り回路を必要とする。	戻り通路を必要としない。 主配管は空気の流れる方向に傾斜を付ける必要がある。
温度変化	油の粘度が変化し、アクチュエータの出力・速さに影響を及ぼす。	あまり温度に影響されない。
故 障	わずかなごみが混入しても故障を起こしやすい。 油中に気泡が混入すると作動不良となる。	さびの発生による故障に注意を要する。

7.3 油圧装置のアクチュエータ

油圧装置のアクチュエータは、油のもつ圧力のエネルギーを機械的仕事に変換するはたらきをする部分で油圧シリンダと油圧モータに大別できる。

7.4 油圧シリンダ

油圧シリンダのピストンの動きを図に示す。シリンダーに流入する油を $P_1 [Pa]$ とするとき、流出側にはたらく油圧 $P_1 [Pa]$ を背圧という。

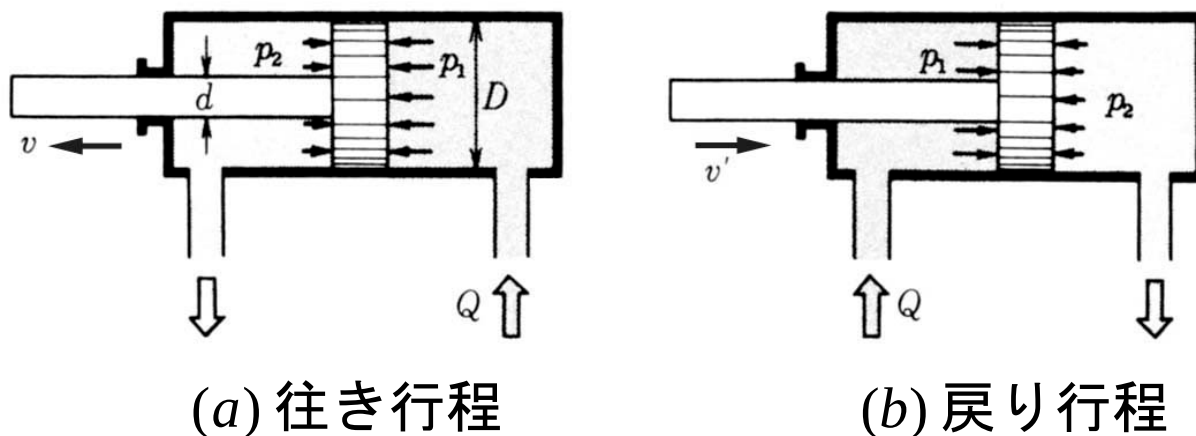


図 7.2 複動形シリンダ内のピストンの動き

ピストンが往き行程において出すことのできる推力を F [N]、速度を v [m/s] とすれば

$$\text{推力 } F = \frac{\pi}{4} D^2 p_1 - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot p_2 \quad [\text{N}] \quad (7.1)$$

$$\text{速度 } v = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2} \quad [\text{m/s}] \quad (7.2)$$

ここで、 D : シリンダ内径、 Q : 油の流量、
 d : ピストンロッドの径

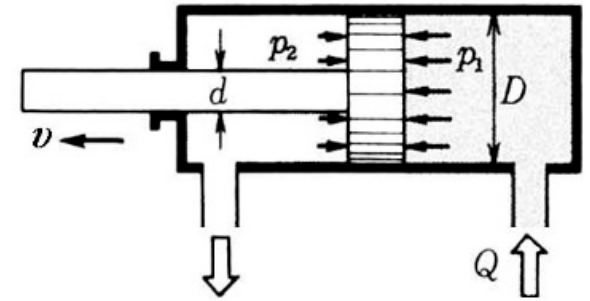


図 (a) 往き行程

また、ピストンが単位時間に行う仕事、すなわち出力 N [W] は

$$N = Fv \quad [\text{W}] \quad (7.3)$$

ここで、 F : ピストンの推力、 v : ピストンの速度

[例題 1] シリンダ内径 50 mm 、ピストンロッドの径 18 mm とし、圧力 3.50 MPa の油を毎分 15 L 供給するとき、ピストンの推力と速度を求めよ。また、ピストンの出力はどれだけか。ただし、流出側の背圧を 0.10 MPa とする。

[解]

$$\begin{aligned}\text{推力 } F &= \frac{\pi}{4} D^2 p_1 - \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot p_2 \\ &= \frac{\pi}{4} \times 0.05^2 \times 3.5 \times 10^6 - \frac{\pi}{4} \times (0.05^2 - 0.018^2) \times 0.1 \times 10^6 \\ &= 6.87 \times 10^3 - 0.17 \times 10^3 = 6.70 \times 10^3 [\text{N}] = 6.70 [\text{kN}]\end{aligned}$$

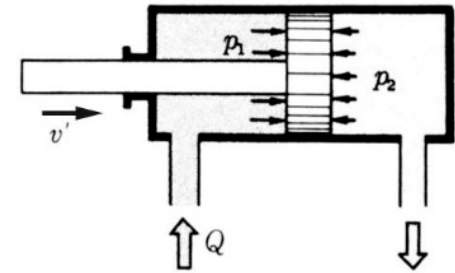
$$\text{ところで、流量 } Q = 15\text{ L/min} = \frac{15 \times 10^{-3}}{60} = 0.25 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{速度 } v = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \times 0.25 \times 10^{-3}}{\pi \times 0.05^2} = 0.127 [\text{m/s}]$$

$$\text{出力 } N = Fv = 6.70 \times 10^3 \times 0.127 = 0.851 \times 10^3 [\text{W}] = 0.851 [\text{kW}]$$

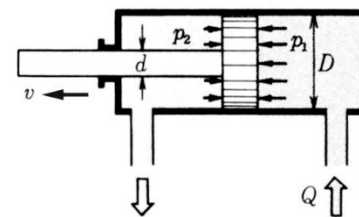
[演習問題]

[問 1] 戻り行程におけるピストンの推力 F' と速度 v' を求める式をつくれ。

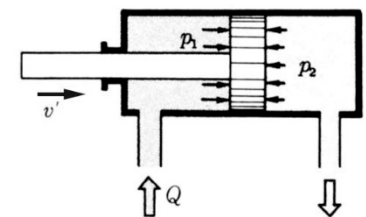


(b) 戻り行程

[問 2] シリンダ内径 40 mm 、ピストンロッドの径 20 mm のシリンダに、圧力 3.50 MPa の油を毎分 12 L 供給するとき、往き行程、戻り行程におけるピストンの推力と速度を求めよ。ただし、流出側の背圧を 0.10 MPa とする。

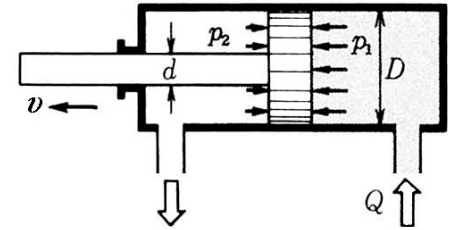


(a) 往き行程



(b) 戻り行程

[問 3] 図において、シリンダ内径 63 mm 、ピストンロッドの径 28 mm とし、油が断面積 2.5 cm^2 の管から流入している。いま、このシリンダのピストンが推力 20 kN 、速度 0.20 m/s で動いているとき、流入側の圧力はいくらか。また、油を供給する管内の流速はいくらか。ただし、流出側の背圧を 0.20 MPa とする。次に、このシリンダのピストンの出力はどれだけか。



(a) 往き行程

油圧シリンダのうちで、最も多く用いられている複動形油圧シリンダの構造を図7.3に示す。

複動形油圧シリンダは、ピストンの行き・戻り行程とも油圧の働きにより、作動させる方式のものをいう。図のように、戻り行程の終わり近くで、クッションリングによって戻り通路が閉じると、クッション弁を通るため、ピストンにブレーキ作用に及ぼす。ピストンが前進するときは、逆止弁を通して油が供給される。

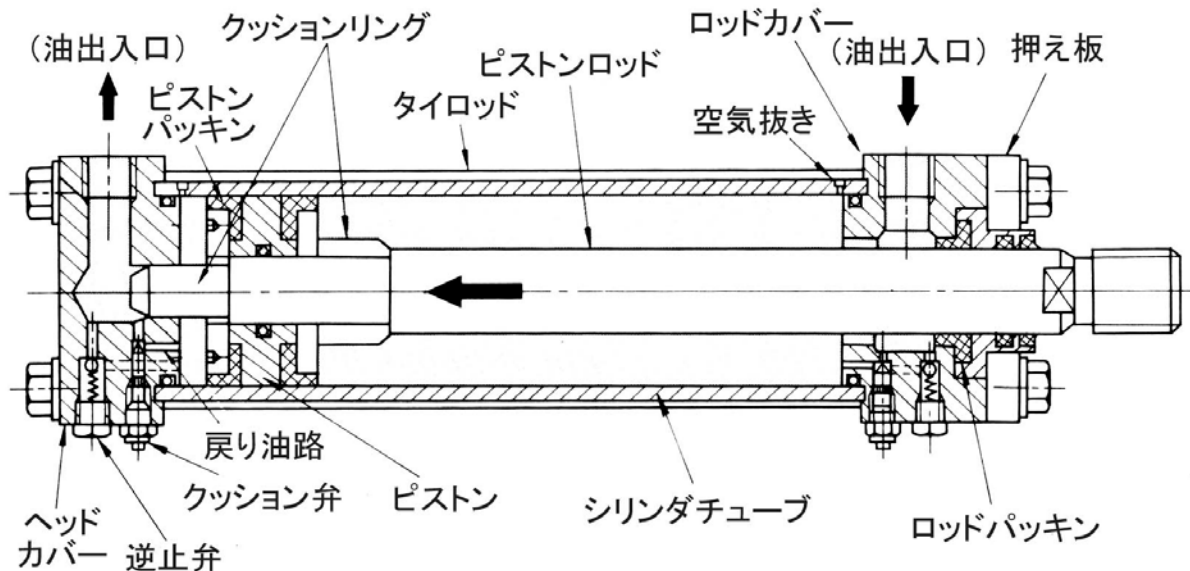


図 7.3 複動形油圧シリンダ内の構造

7.2 油圧モータ

油圧モータには、歯車モータ・ベーンモータなどがあり、いずれも同形の油圧ポンプとほぼ同じ構造であるが、その働きは油圧ポンプと逆になる。

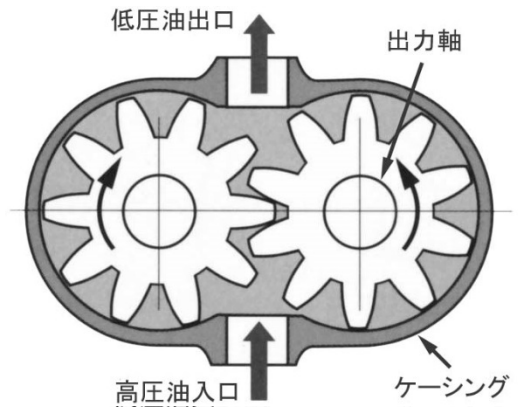


図 7.3 歯車モータ

7.3 油圧ポンプの所要動力とアクチュエータの出力

油圧ポンプとアクチュエータを図 7.4 のよう接続し、配管内のエネルギー損失を無視すれば、理論上必要とされる動力 N_t は

$$N_t = \frac{(p_2 - p_1)Q}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (7.4)$$

ポンプの所要動力 N_i およびアクチュエータの出力 N_o は、次のように表される。

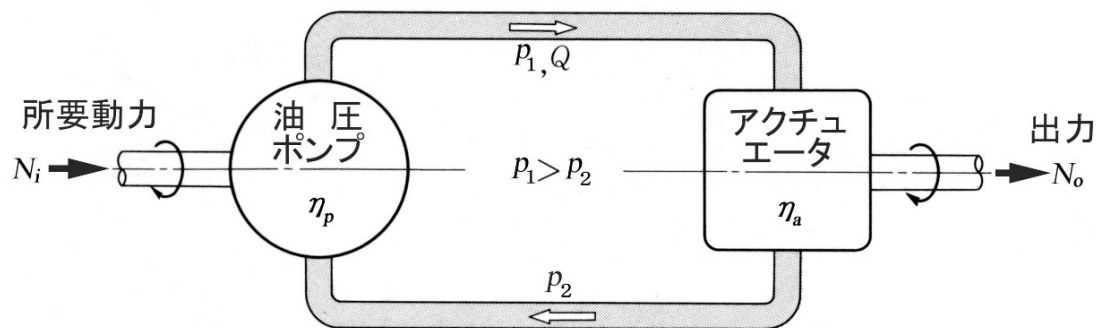


図 7.4 所要動力と出力

$$\text{ポンプの所要動力 } N_i = \frac{N_t}{\eta_p} = \frac{(p_1 - p_2)Q}{1000 \cdot \eta_p} \quad [\text{kW}] \quad (7.5)$$

$$\text{アクチュエータの出力 } N_o = \eta_a N_t = \frac{(p_1 - p_2)Q \cdot \eta_a}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (7.6)$$

p_1 : 油圧ポンプの吐出し側圧力・アクチュエータの流入側圧力

p_2 : 油圧ポンプの吸込み側圧力・アクチュエータの流出側圧力

Q : 油圧ポンプおよびアクチュエータの油の流量

η_p : 油圧ポンプの効率

η_a : アクチュエータの効率

[例題 2] 圧力 7.0 MPa 、流量 30 L/min で作動している油圧ポンプと油圧モータがある。効率をともに 80% 、背圧を 0 とするとき、所要動力と出力はそれぞれ何キロワットになるか。

[解]

$$\text{流量 } Q = 30 \text{ L/min} = 30 \times 10^{-3} / 60 = 0.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}, p_2 = 0$$

$$\begin{aligned} \text{油圧ポンプの所要動力 } N_i &= \frac{(p_1 - p_2)Q}{1000\eta_p} \\ &= \frac{7.0 \times 10^6 \times 0.5 \times 10^{-3}}{1000 \times 0.8} = 4.38 [\text{kW}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{油圧モータの出力 } N_o &= \frac{(p_1 - p_2)Q\eta_a}{1000} \\ &= \frac{7.0 \times 10^6 \times 0.5 \times 10^{-3} \times 0.8}{1000} = 2.80 [\text{kW}] \end{aligned}$$

[演習問題]

[問 1] 流入する油の圧力が 10.5 MPa 、背圧が 0.3 MPa で作動している油圧モータがある。油の流量を 12 L/min 、効率を 80% とすると、出力は何キロワットになるか。

[問 2] 油圧装置の油圧ポンプの効率が 85% 、アクチュエータの効率が 80% であり、油圧ポンプとアクチュエータ管での管路抵抗による損失が 10% であるとする。いま、油圧ポンプの入力が 10 kW であるとき、アクチュエータの出力は何キロワットになるか。ただし、上記以外の損失はないものとする。

8. 風 車

- 風車の種類
- 風車の理論
- 演習問題

2.1 流体機械の定義

- 流体からエネルギーを受けて動力を発生する機械
(流体のエネルギー)→(機械的エネルギー)

水車、風車、タービン

- ・ 水 車: 液体からエネルギーを取り出す機械
- ・ 風 車: 気体からエネルギーを取り出す機械
- ・ 油空圧機械: 油圧や空気圧と機械的運動を直接変換する機械

8 風 車

風車にはいろいろな種類があるが、大きく分けて回転軸が地面に対して水平になる水平軸形と回転軸が地面と垂直になる垂直軸形に分けられる。

8.1 水平軸の風車

水平軸形の風車は、垂直軸形に比べ、一般に高回転である。水平軸形の代表は、航空機などに用いられてきたプロペラ風車がある。航空機の研究を役立てることができるため、技術的には進んでいる。しかし、水平軸形の短所は、風車の方向を風の向きに合わせるための装置を必要としない。

1. オランダ形風車

風車といえば、オランダやデンマークがあげられる。中世から、帆布を張った木製の羽根を回転させ、製粉用や揚水用に利用されてきた。



図 8.1 オランダ形風車

2. セルウイング形風車

三角形の羽根が帆を張ってつくられており、地中海地方で昔から使用されてきた風車である。

弱い風でも回転し、騒音も小さいという特徴をもっている。用途はほとんどが揚水で、一部が製粉用である。

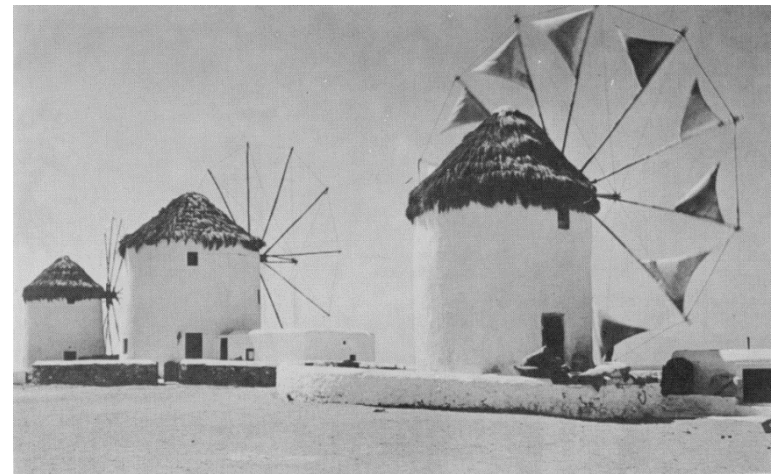


図 8.2 セルウイング形風車

3. プロペラ形風車

小形のものから大形のものまで、現在の発電用風車の主流となっている形である。

高速高効率回転のために、羽根2～3枚が一般的である。空気の乱れを少なくするために、細長い形状をしている。

起動力を高め、空気力学的損失を最小にするように翼根部で強く、翼先部で弱くなるようなねじりの付けられているものが多い。

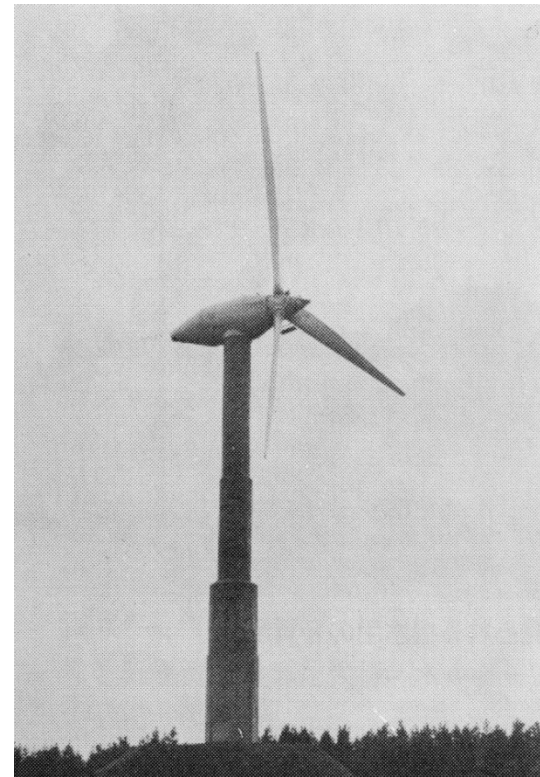
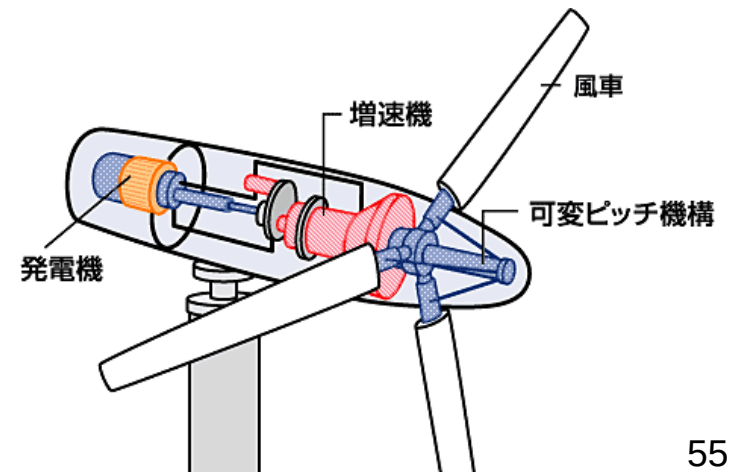


図8.3 プロペラ形風車



4. 多翼形風車

羽根の枚数が多い風車は、風車の回転面に対する全羽根面積の比が大きくなる。このような風車は回転数が低くなるという特徴を持っている。

低速回転・高トルクの風車として、農場や牧場などでの揚水に用いられている。

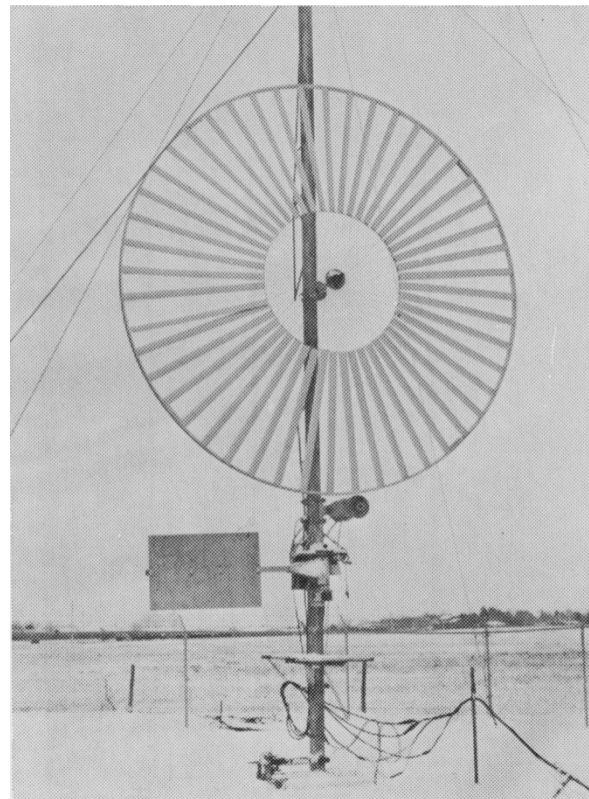


図 8.4 多翼形風車



8.2 垂直軸の風車

垂直軸形の風車は、水平軸に風車に比べ、一般に低回転高トルクである。垂直軸形には、パドル形やサボニウス形などの種類があり、どの方向から風を受けても風車を回転させることができるという特徴を持っている。

5. パドル形風車

風が面を押す力を利用して回転させており、風速計などでよく見られる風車である。

風速以上の速度で回転できないため、低速の風車となる。風力をエネルギーに交換する能力は低い。

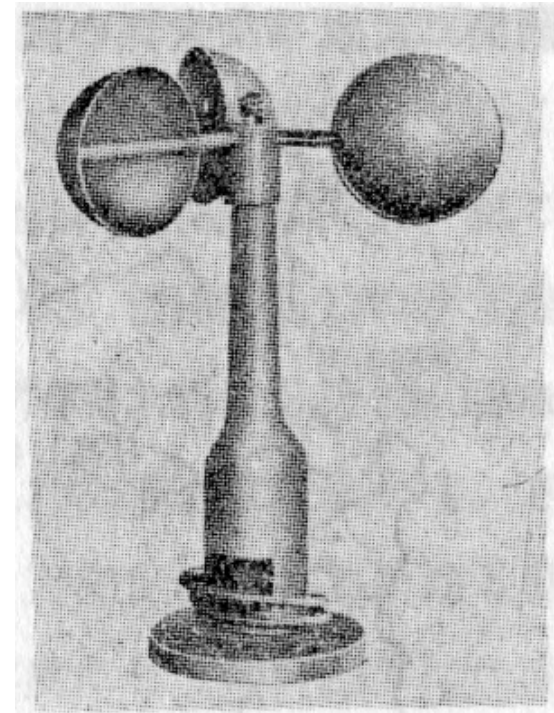


図 8.5 パドル形風車

6. ダリウス形風車

ブレードに加わる遠心力を張力で受けるように考案された円弧状のブレード形状をもつ揚力形の風車である。

風が吹いても自力では起動できないため、モータや他の風車と組み合わせて用いられる。フランスのダリウスが考案した。

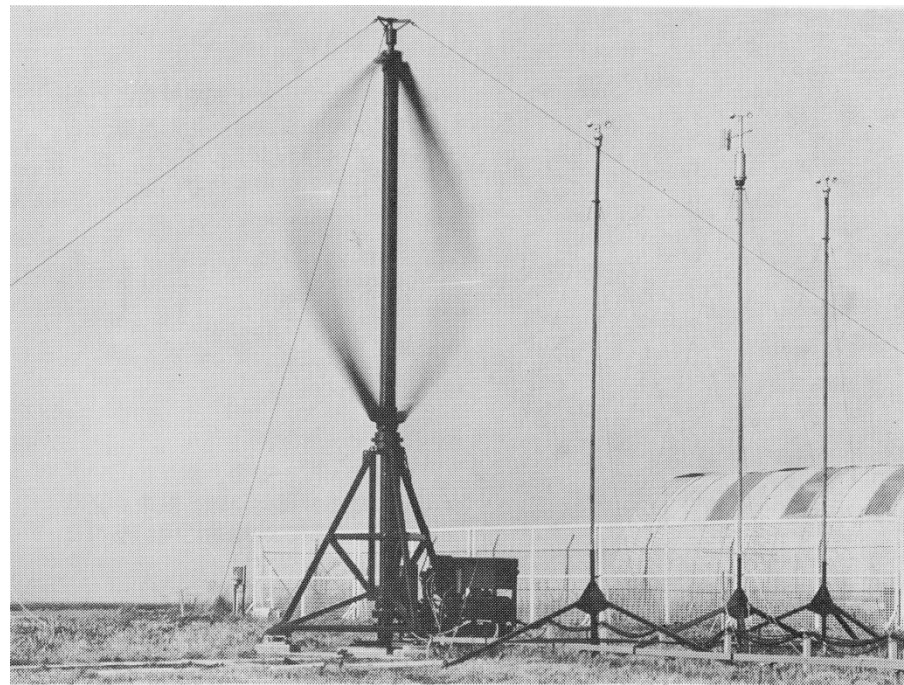


図 8.6 ダリウス形風車

7. サボニウス形風車

半円筒状の羽根を向かい合わせ、お互い違いに組み合わせた風車である。

低速であるが、弱い力で回転し、効率も10数パーセントにすぎないが、回転力（トルク）も大きいという特徴がある。

フィンランドのサボニウスが考案した。揚水、発電などに用いられる。

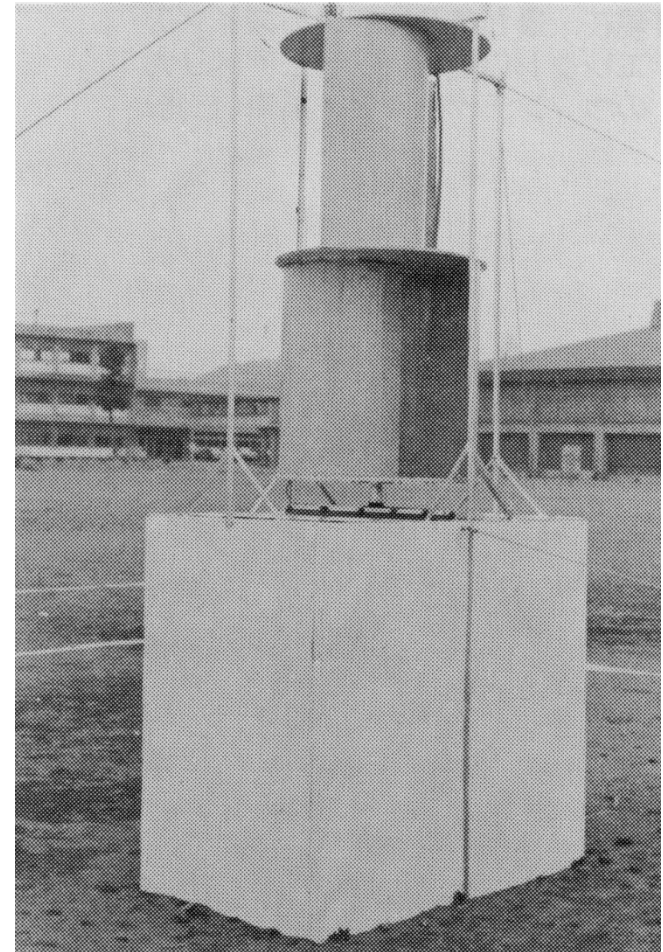


図 8.7 サボニウス形風車

8. S字ロータ形風車

板をS字状に折り曲げて回転軸に取り付けた風車である。

簡単につくることができるが、パドル形と同じく、風力をエネルギーに交換する能力は低い。

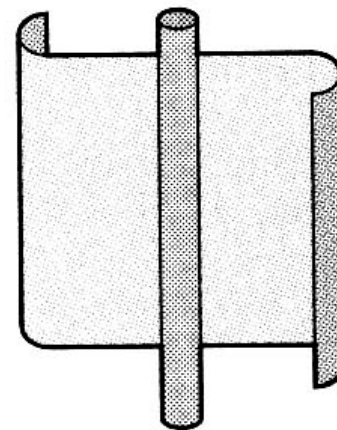


図 8.8 S 字ロータ形風車

9. クロスフロー形風車

細長い板を上下の円盤に取り付けて回転させる風車である。

内部の空気を外に吐出すはたきがあるため、主に換気用として用いられている。回転速度は低速であり、静かなのが特徴である。

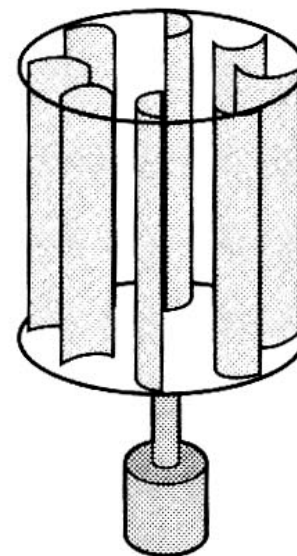


図 8.9 クロスフロー形風車

8.3 風車の理論

風速 v の風が、面積 A の風車に対して垂直に流れ込むことを考える。このとき、単位時間あたりに風車に流れ込む空気の風量は $Av \text{ m}^3/\text{s}$ になるので、空気の密度を ρ とすると、風車にあたる空気の単位時間あたりの質量は、 $\rho Av \text{ kg}/\text{s}$ になる。

よって、単位時間あたりに風車に当たる風がもっている運動エネルギー(動力) L_0 は、次式であらわされる。

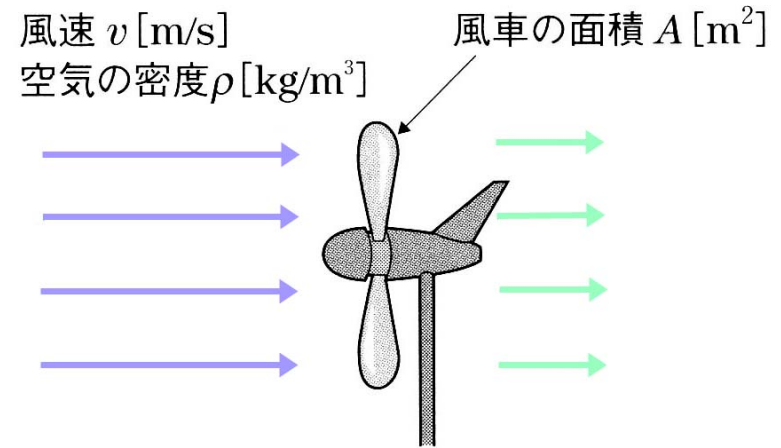


図8.6 風車にはたらく風の流れ

$$L_0 = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} (\rho A v) v^2 = \frac{1}{2} \rho A v^3 \quad [W] \quad (8.1)$$

$$\because m = \rho V, V = A v \quad \dots (\text{単位時間あたり})$$

すなわち、ある風車によって得られる動力は、風車の受風面積に比例し、風速の3乗に比例することがわかる。

[例題 1] ある風車に風速 5.0 m/s の風が、直径 10 m の羽根に垂直に流れ込んでいる。空気の密度を 1.2 kg/m^3 として、風車がつけている単位時間あたりのエネルギー（動力）を求めなさい。

[解]

$$\begin{aligned} \text{動力 } L_0 &= \frac{1}{2} \rho A v^3 \\ &= \frac{1}{2} \times 1.2 \times \frac{\pi}{4} \times 10^2 \times 5^3 = 5890 [W] = 5.89 [kW] \end{aligned}$$

風車前後の速度と圧力は、次のように図示される。

ベルヌーイの定理から風車前後において次式がそれぞれ成り立つ。

・ 風車の前

$$\underbrace{\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2}v_1^2}_{\textcircled{1}} = \underbrace{\frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2}v_2^2}_{\textcircled{2}} \quad (8.2)$$

・ 風車の後

$$\underbrace{\frac{p'_2}{\rho} + \frac{1}{2}v_2^2}_{\textcircled{3}} = \underbrace{\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2}v_3^2}_{\textcircled{4}} \quad (8.3)$$

風車をはさんだ2点である②と③では、風が風車に仕事をしているため、ベルヌーイの定理は適応できない。この2つの式により、風車前後の圧力差 $p_2 - p'_2$ Pa は次式で表される。

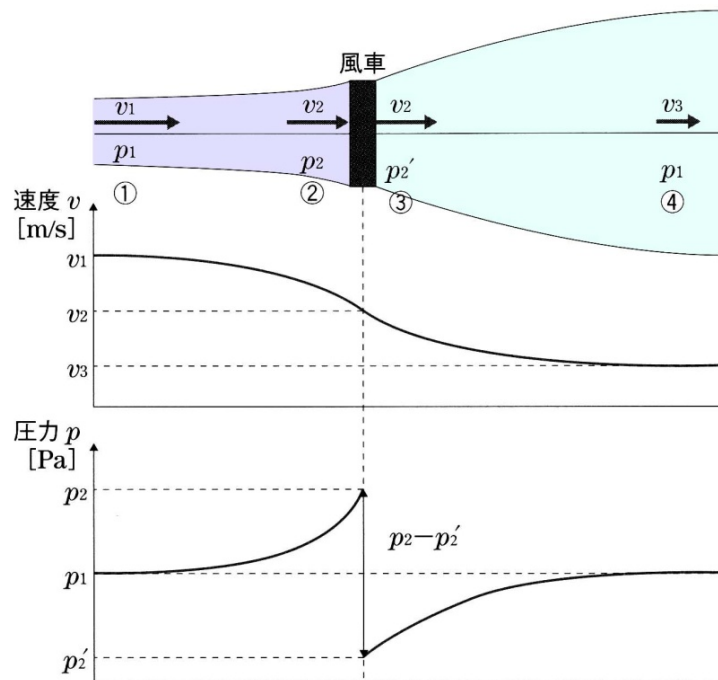


図8.7 風車前後の速度と圧力

$$p_2 - p'_2 = \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_3^2) \quad [Pa] \quad (8.4)$$

風車の受ける面積は $A \text{ m}^2$ なので、圧力により風車の受ける力 $F \text{ N}$ は次の式で表される。

$$F = A (p_2 - p'_2) = \frac{\rho A}{2} (v_1^2 - v_3^2) \quad [N] \quad (8.5)$$

風の運動量は、風車の前後で変化し、これは風車を通過する質量流量 $\rho A v_2 \text{ kg/s}$ と速度 $v_1 - v_3 \text{ m/s}$ の変化の積に等しい。

よって、風車にあたる風の質量流量の変化は、

$$F = \rho A v_2 (v_1 - v_3) \quad [N] \quad (8.6)$$

(8.4)式と(8.5)から

$$F = \rho A v_2 (v_1 - v_3) = \frac{\rho A}{2} (v_1^2 - v_3^2) = \frac{\rho A}{2} (v_1 + v_3)(v_1 - v_3)$$

$$\therefore v_2 = \frac{v_1 + v_3}{2} \quad (8.7)$$

したがって、風車内の速度 v_2 は風車前後の速度 v_1 と v_3 の平均値となる。

ゆえに、風車が利用できる動力 L は

$$\begin{aligned} L &= F v_2 = \frac{\rho A}{2} (v_1^2 - v_3^2) \cdot \frac{v_1 + v_3}{2} \\ &= \frac{\rho A}{4} (v_1 + v_3)^2 (v_1 - v_3) \quad [\text{W}] \end{aligned} \quad (8.8)$$

風車を通過する前後の風速の変化によって、動力 L がどのように変化するかを考える。ここで、風車を通過する前の速度 v_1 と通過した後の速度 v_3 の比を導入し、 $\alpha = v_3 / v_1$ とする。このとき、 $v_3 = \alpha v_1$ となるので、動力 L は次式で表される。

$$L = \frac{\rho A}{4} (v_1 + v_3)^2 (v_1 - v_3) = \frac{\rho A v_1^3}{4} (1 + \alpha)^2 (1 - \alpha) \quad (8.9)$$

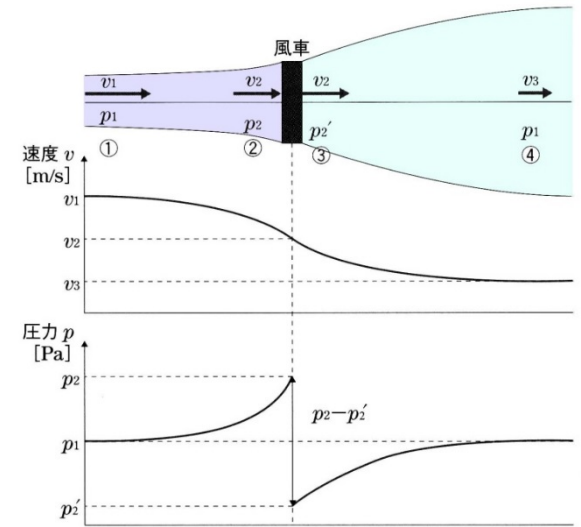


図8.7 風車前後の速度と圧力

α を変数として、 $0 \leq \alpha \leq 1$ の範囲で動力 P の最大値は、 $dP/d\alpha$ が成立するので、風車の出力 L は、次のように表される。

$$\begin{aligned}\frac{dL}{d\alpha} &= \frac{\rho A v_1^3}{4} \{2(1+\alpha)(1-\alpha) - (1+\alpha)^2\} \\ &= \frac{\rho A v_1^3}{4} (-3\alpha + 1)(\alpha + 1) \quad (8.10)\end{aligned}$$

$$\because \alpha = v_3 / v_1$$

よって、 $\alpha = -1, 1/3$ のとき極値をもつ。
動力 L のグラフを $0 \leq \alpha \leq 1$ の範囲で表すと、図のようになる。

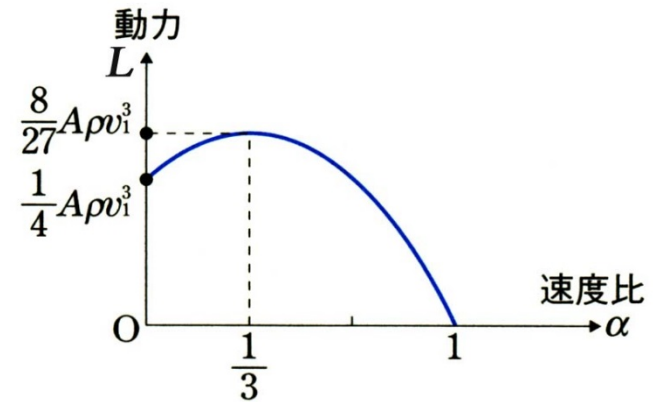


図 8.8 速度比と動力の関係

したがって、 $\alpha = 1/3$ を代入したときの動力 L' は

$$L' = \frac{\rho A v_1^3}{4} \left(1 + \frac{1}{3}\right)^2 \left(1 - \frac{1}{3}\right) = \frac{8}{27} \rho A v_1^3 \quad (8.11)$$

ここで、 L' は風車の最大出力となる。つまり、理論的に風車を通過後の風速が通過前の3分の1になったとき、風車は最も多くのエネルギーを得ることができる。

風車にあたる風がもっていた動力と風車の最大出力の比 e は、 L_0 と L' の比で表されるため、次式が成り立つ。

$$e = \frac{L'}{L_0} = \frac{\frac{8}{27} \rho A v_1^3}{\frac{1}{2} \rho A v_1^3} = \frac{16}{27} = 0.593 \quad (8.12)$$

これにより、風車は最大でも風のもっているエネルギーの59.3%（約60%）しか得られないことがわかる。この出力限界となる比 e をベッツ係数といい、風車の理論効率を表している。

しかし、実際の効率はこの値の半分以下である。

実際の風力発電においては、上記の空気力学的な損失の他に、ベアリングの摩擦などによる機械的な損失や発電機におけるエネルギー変換による損失が知られている。

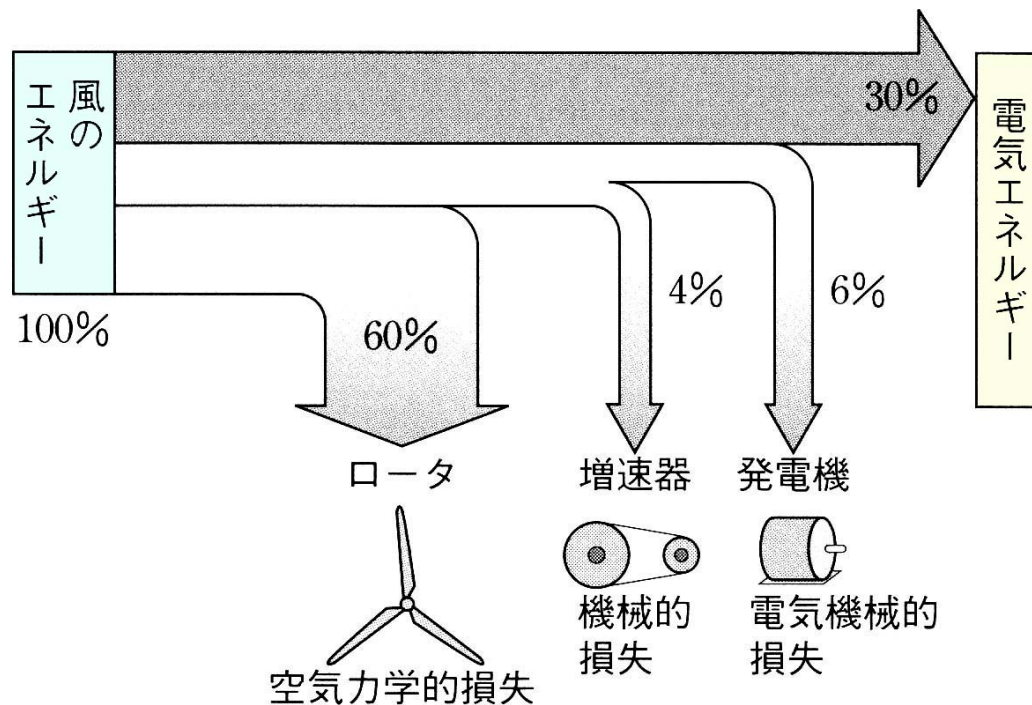


図8.9 風車のエネルギー変換

[演習問題]

[問 1] 直径 10 m の風車が風速 4.0 m/s のもとで 20 rpm で回転しているとき、 1 kW の動力を発生している。この風車がもっている動力を求め、風車の効率を計算せよ。ただし、空気の密度を 1.2 kg/m^3 とする。

[問 2] 風速 10 m/s のとき、出力 120 kW の風車を設置したい。風車効率を 0.32 とした場合、風車の直径はいくらとなるか。ただし、空気の密度を 1.2 kg/m^3 とする。

川内原子力発電所の1基当たり89万kWである。

風車1台当たり出力120kWとすれば、必要な風車の台数は

$$\frac{890\,000}{120} = 7417 \approx 7420 \text{ 台}$$

・玄海原子力発電所 291万9千kW(3基)

$$\frac{2919\,000}{120} = 24\,325 \text{ 台}$$

・玄海原子力発電所 291万9千 kW(3 基) → 24 325 台

[太陽エネルギー] 太陽から地球に降り注ぐエネルギーは日本付近では $1 m^2$ 当たり約 $1 kW$ である(これは風速 $12 m/s$ の風が持つエネルギーとほぼ同等である)。したがって上の発電所出力は損失をすべて無視すれば $2919 \times 10^3 m^2$ の面積(一辺約 $1710 m$ の正方形)が太陽から受けるエネルギーに相当する。

[太陽電池] 現在の太陽電池パネルの出力は $1 m^2$ 当たり約 $150 W$ である。したがって上の電力をこれで発電するには太陽電池の面積が

$$\frac{2919 \times 10^6}{150} = 19.5 \times 10^6 m^2 = 19.5 km^2$$

すなわち、一辺約 $4.42 km$ の正方形が必要である。