

## 1 4 開閉装置(ワイヤロープ、 油圧シリンダ方式)

## 1 4 開閉装置(ワイヤロープ、油圧シリンダ方式)

1 4. 1 電動ワイヤロープ式	2
1 4. 1. 1 設計条件	2
1 4. 1. 2 設計計算	2
1 4. 2 油圧シリンダ式	13
1 4. 2. 1 設計条件	13
1 4. 2. 2 設計計算	13

## 1 4 開閉装置(ワイヤロープ、油圧シリンダ方式)

### 1 4. 1 電動ワイヤロープ式

#### 1 4. 1. 1. 設計条件

- |             |                              |
|-------------|------------------------------|
| (1) 形 式     | 1 モータ 2 ドラム式                 |
| (2) 数 量     | 1 台                          |
| (3) 開 閉 荷 重 | 3 7 0 kN                     |
| (4) 揚 程     | 5. 5 m                       |
| (5) 開 閉 速 度 | 0. 3 (m/min)                 |
| (6) 操 作 方 式 | 機側及び遠方操作                     |
| (7) 電 源     | 3 相 2 0 0 V、 5 0 H Z         |
| (8) 安 全 率   | 技術指針 第 3 編 3. 2 表 3. 2-1 による |

#### 1 4. 1. 2. 設計計算

##### 1. ワイヤロープ

##### 1) ワイヤロープの掛け方

ワイヤロープは、片側 4 本掛、合計 8 本掛とする。

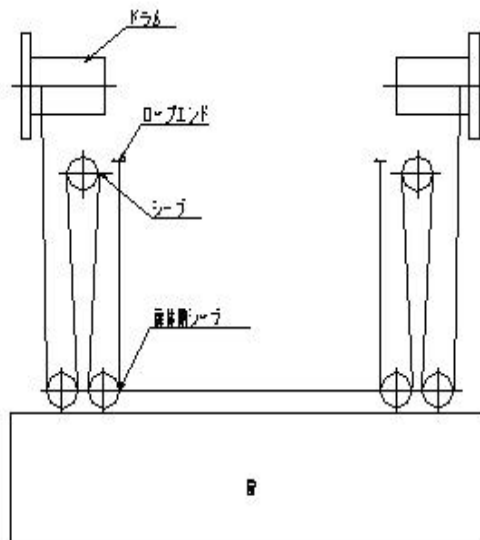


図 14. 1- 1 ロープ掛図

##### 2) ワイヤロープ直張力

$$S = \frac{F}{n_R \cdot \eta_0}$$

ここに

$\eta_0$  : 組合せシーブ効率[技術指針 第 3 編 3. 3. 2]より]

S : 開閉静荷重によるワイヤロープ直張力 (kN)

$$S_0' = \frac{2 \cdot T_d'}{D} \cdot \eta_d$$

$S_0'$  : 最大トルク時のワイヤロープ直張力 (kN)

F : 開閉静荷重 (kN) (通常は開閉荷重を用いる)

$n_R$  : ロープ総掛数  
 $T'_d$  : ドラム最大トルク (N・mm) (表 14.1-2 より)  
 $D$  : ドラム径 (mm)  
 $\eta_d$  : ドラム効率

$$F = 370 \text{ kN}, \quad n_R = 8, \quad T'_d = 86688 \text{ N},$$

$$D = 700 \text{ mm}, \quad \eta_d = 0.95, \quad \eta_o = 0.927$$

$$S = \frac{F}{n_R \cdot \eta_o} = \frac{370}{8 \times 0.927} = 49.9 \text{ kN}$$

$$S'_0 = \frac{2 \cdot T'_d \cdot \eta_d}{D} = \frac{2 \times 86688 \times 0.95}{700} = 235.3 \text{ kN}$$

### 3) 使用ワイヤロープ

ワイヤロープは次のものを使用する。

規格 J I S G 3525 (6×37) G種  
 直径  $d = 30 \text{ mm}$   
 破断荷重  $S_r = 444 \text{ kN}$

### 4) ワイヤロープの強度

ここに

$f_s$  : 開閉静荷重に対するワイヤロープの安全率  
 (技術指針 第3編 3.2 表 3.2-1 による)  
 以上とする。

$$f_s = \frac{S_r}{S}$$

$S_r$  : ワイヤロープの破断荷重 (kN)

$$0.9 \cdot S_r' > S'_0$$

$S_r'$  : ワイヤロープの降伏点荷重 (kN) (通常は破断荷重の 65% とする)

$$S_r = 444 \text{ kN}, \quad S = 49.9 \text{ kN}, \quad S'_0 = 235.3 \text{ kN}$$

$$\therefore f_s = \frac{S_r}{S} = \frac{444}{49.9} = 8.9 > 8$$

$$0.9 \cdot S_r' = 0.9 \times 0.65 \times S_r = 0.9 \times 0.65 \times 444 = 260 \text{ kN} > S'_0$$

### 5) ドラム及びシーブ径

ドラム径  $D \geq 19 \times d$       ここに  $d$  : ワイヤロープ径  
 シーブ径  $D' \geq 17 \times d$

ドラム径はフリートアングルの基準値以下の範囲でドラム長さを抑えるか、又はフリートアングルの基準値近くになるようなドラム径にするかが設計ポイントになるが、本計算例では開閉装置の径間方向の外寸法を極力短くなるようにドラム長さを抑える目的で設計する。

$$D \geq 19 \times d = 19 \times 30 = 570 \text{ mm} \rightarrow 700 \text{ mm とする}$$

$$D' \geq 17 \times d = 17 \times 30 = 510 \text{ mm} \rightarrow 550 \text{ mm とする}$$

### 6) ワイヤロープ巻取長さ

$$\Sigma l = \frac{n_R \cdot L}{2}$$

ここに  $\Sigma l$  : ワイヤロープ巻取長さ (m)

$L$  : ゲート揚程 (m)

$$n_R = 8, \quad L = 5.5 \text{ m}$$

$$\therefore \Sigma l = \frac{n_R \cdot L}{2} = \frac{8 \times 5.5}{2} = 22.0 \text{ m}$$

### 7) ドラム有効巻数

$$n_i = \frac{l_i}{\pi \cdot D_1}$$

(i = 1、2、……)

ここに  $n_i$  : 各巻層における有効巻数

$l_i$  : 各巻層におけるワイヤロープ巻取長さ (m)

$D_1$  : 各巻層におけるドラム巻取径 (m)

ドラムは1層巻とする。

$$l_i = \Sigma l = 22.0 \text{ m}, \quad D_1 = D = 0.7 \text{ m}$$

$$\therefore n_1 = \frac{l_i}{\pi \cdot D_1} = \frac{22.0}{\pi \times 0.7} = 10.0 \rightarrow 10 \text{ 巻とする。}$$

※ドラム平均巻取径(2層巻以上の場合のみ)

$$D = \frac{\Sigma l_i}{\pi \cdot \Sigma n_1} \quad \text{ここに } D : \text{ドラム平均巻取径 (m)}$$

$\Sigma l$  : ワイヤロープ巻取長さ (m)

$\Sigma n_1$  : 各層の有効巻数の合計

8) フリートアングル(一層巻きの場合)

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{B_1}{h_1} - \alpha$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{B_2}{h_2} + \alpha$$

ここに  $\theta_1$ 、 $\theta_2$  : フリートアングル ( $\theta^\circ$ )

$h_1$ 、 $h_2$  : ドラム中心から扉体側シープ中心迄の距離 (m)

$B_1$ 、 $B_2$  : ドラム中心線上におけるワイヤロープ巻き取り位置とシープとの水平距離 (m)

$\alpha$  : ドラム溝のつる巻角

$P$  : ロープ溝ピッチ (m)

$D$  : ドラムの平均直径 (m)

一層目のロープ有効巻数  $n_1 = 10$

ドラムのロープ溝ピッチ :  $p = 0.032 \text{ m}$  とすると、

ドラムの有効幅  $B$  は、

$$\therefore B = p \cdot n_1 = 0.032 \times 10 = 0.32 \text{ m}$$

$B_1 = 0.27 \text{ m}$ 、 $B_2 = 0.05 \text{ m}$  とする

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{B_1}{h_1} - \alpha = \tan^{-1} \frac{0.27}{9.505} - 0^\circ 46' 54''$$

$$= 0^\circ 50' 44'' \leq 4^\circ$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{B_2}{h_2} + \alpha = \tan^{-1} \frac{0.05}{4.005} + 0^\circ 46' 54''$$

$$= 1^\circ 29' 49'' \leq 4^\circ$$

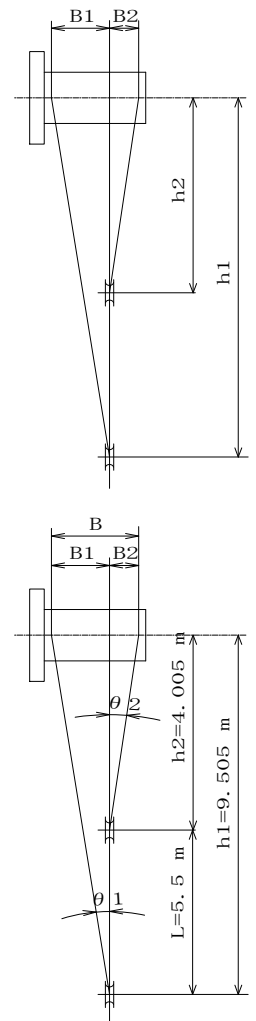


図 14.1-2 フリートアングル

## 2. 減速機構

### 1). 所要減速比

#### (1) ドラムの所要回転数

ここに

$$N_d = \frac{n_R \cdot v}{2 \pi \cdot D}$$

$N_d$  : ドラムの所要回転数 (r・p・m)

$n_R$  : ワイヤロープ総掛数

$D$  : ドラム平均直径 (m)

$v$  : ゲート開閉速度 (m/min)

$$n_R = 8, \quad D = 0.7 \text{ m}, \quad v = 0.3 \text{ m/min}$$

$$\begin{aligned} \therefore N_d &= \frac{n_R \cdot v}{2 \pi \cdot D} \\ &= \frac{8 \times 0.3}{2 \pi \times 0.7} = 0.546 \text{ rpm} \end{aligned}$$

#### (2) 所要減速比

ここに

$$i_R = \frac{N_d}{N_m}$$

$i_R$  : 所要総合減速比

$N_m$  : 電動機回転数 (rpm)

$$\begin{aligned} N_m &= \frac{120 \times \text{周波数}}{\text{極数}} (1 - \text{滑り}) \\ &= \frac{120 \times 50}{6} (1 - 5\%) \\ &= 950 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore i_R &= \frac{N_d}{N_m} \\ &= \frac{0.546}{950} = \frac{1}{1,740} \end{aligned}$$

### 2). 減速装置の組合せ

ここに

$$i_0 = i_1 \times i_2 \times i_3 \times \dots \times i_n$$

$i_0$  : 総合減速比

$i_1 \sim i_n$  : 各減速装置の減速比

減速装置及びその減速比は次のものを用いる。

減速機 ( $i_1 = 1/400$ )

平歯車 ( $i_2 = 20/87$ )

$$i_0 = i_1 \times i_2 \times i_3 = \frac{1}{400} \times \frac{20}{87} = \frac{1}{1,740}$$

### 3). 開閉速度及び開閉時間

$$v = N_m \cdot i_0 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot D}{n_R}$$

ここに

$v$  : ゲート開閉速度 (m/min)

$$X = \frac{L}{v}$$

$X$  : 開閉時間 (min)

$L$  : ゲート揚程 (m)

$$N_m = 950 \text{ r・p・m}, \quad i_0 = \frac{1}{1,740}, \quad n_R = 8, \quad D = 0.7 \text{ m}$$

$$L = 5.5 \text{ m}$$

$$\therefore v = N_m \cdot i_0 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot D}{n_R} = 950 \times \frac{1}{1,740} \times \frac{2 \times \pi \times 0.7}{8} = 0.30 \text{ m/min}$$

$$\therefore X = \frac{L}{v} = \frac{5.5}{0.3} = 18.3 \text{ min}$$

### 3 機械効率

- 1) 組合せシーブ効率(技術指針 第3編 3.3.2 参照)

$$\eta_0 = \frac{1}{\eta+1} \cdot \frac{1-\eta^{n+1}}{1-\eta}$$

ここに  $\eta_0$  : 組合せシーブ効率  
 $n$  : シーブの数  
 $\eta_s$  : シーブ1個の効率

$$n = 3, \quad \eta_s = 0.95$$

$$\eta_0 = \frac{1}{3+1} \times \frac{1-0.95^{3+1}}{1-0.95}$$

$$= 0.927$$

- 2) 減速装置の効率(技術指針 第3編 表 3.3.1-2 参照)

- (1) 減速機 ( $i = \frac{1}{400}$ )

出力計算に用いる効率  $\eta_1 = 0.80$   
強度計算に用いる効率  $\eta_1' = 0.94$

- (2) 平歯車

$$\eta_2 = 0.95$$

- (3) 減速装置の効率

電動機出力計算に用いる効率  
 $\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0.80 \times 0.95 = 0.76$

- 3) ドラム効率

$$\eta_d = 0.95$$

- 4) 総合効率

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_m \cdot \eta_d$$

$\eta$  : 電動機出力計算に用いる総合効率

$$\eta_0 = 0.927, \quad \eta_m = 0.76, \quad \eta_d = 0.95$$

$$\therefore \eta = \eta_0 \cdot \eta_m \cdot \eta_d = 0.927 \times 0.76 \times 0.95 = 0.669$$

#### 4. 電動機

電動機は IEC 第 2 系列の規格の適用も考えられるが、本計算例では標準的な IEC 第 1 系列を適用する。

※参考 ゲート開閉装置(機械式)設計要領 (98 p) ---ダム・堰施設技術協会

6. 電動機の容量は、表2.3.1.1-4に示す値を標準とする。

表2.3.1.1-4 電動機標準容量 (kW)

IEC 第一系列	1.5	2.2	3.7	5.5	7.5	11	15	18.5	22	30	37	45	55
IEC 第二系列	1.8	3.0	4.0	6.3	10	13	17	20	25	32	40	50	

電動機の容量は、従来 IEC (International Electrotechnical Commission) の第一系列から選定されていたが、容量段階のとびが大きいため、不必要に余裕の大きな電動機が選定されるケースもあった。開閉装置の設計トルクは電動機容量で決まるため、容量に余裕があると設計トルクも上がり、開閉装置全体が不経済となる。これを防止するため、新たに IEC の第二系列を加えて容量段階を細かくし、電動機容量の選定において、大きな余裕が生じないように配慮した。

1.5kW 未満の小容量の電動機において、減速機等の負荷率の低下や潤滑油の攪拌抵抗により機械効率が予想を越えて大幅に低下し、電動機の過負荷が発生する事例があったため、選定し得る電動機の最小容量は 1.5kW とした。ただし、効率低下を十分検討すれば、1.5kW 未満の電動機も使用してよい。

また、1.5kW 以上であっても、3.7kW 程度までは、開閉装置における全機械的損失の内の潤滑油の攪拌抵抗や軸受のオイルシールの抵抗による損失の占める割合が大きいため、効率が低下しやすく、信頼性の高いデータをもとに効率を決定し、電動機容量の算出を行う必要がある。

電動機容量の最大値については、従来の設備の事例から 55kW としたが、十分な電源容量を確保した上で、必要に応じこれを上回る容量を採用することは差し支えない。

#### 1). 所要出力

$$Q_R = \frac{F \cdot v}{60.0 \cdot \eta \cdot n_m}$$

ここに  $Q_R$  : 所要出力 (kw)  
 $F$  : 開閉荷重 (kN)  
 $v$  : 水門扉開閉速度 (m/min)  
 $\eta$  : 総合効率 (3. 4) 参照  
 $n_m$  : 水門扉 1 門分の電動機数

$$F = 370 \text{ kN}、 \quad v = 0.3 \text{ m/min}、 \quad \eta = 0.669、 \quad n_m = 1$$

$$\begin{aligned} \therefore Q_R &= \frac{F \cdot v}{60.0 \cdot \eta \cdot n_m} \\ &= \frac{370 \times 0.3}{60.0 \times 0.669 \times 1} = 2.8 \text{ kw} \rightarrow 3.7 \text{ kw} \end{aligned}$$



- 2) 使用電動機
- |       |                   |
|-------|-------------------|
| 形 式   | 特殊かご形三相誘導電動機      |
| 出 力   | 3.7 kw            |
| 定 格   | 60 分              |
| 最大トルク | 300 %             |
| 数 量   | 1 台/1 門           |
| 極 数   | 6 極               |
| 滑 り   | 5 % (使用電動機により異なる) |

5 伝動軸の回転及びトルク

1) 機器の配置

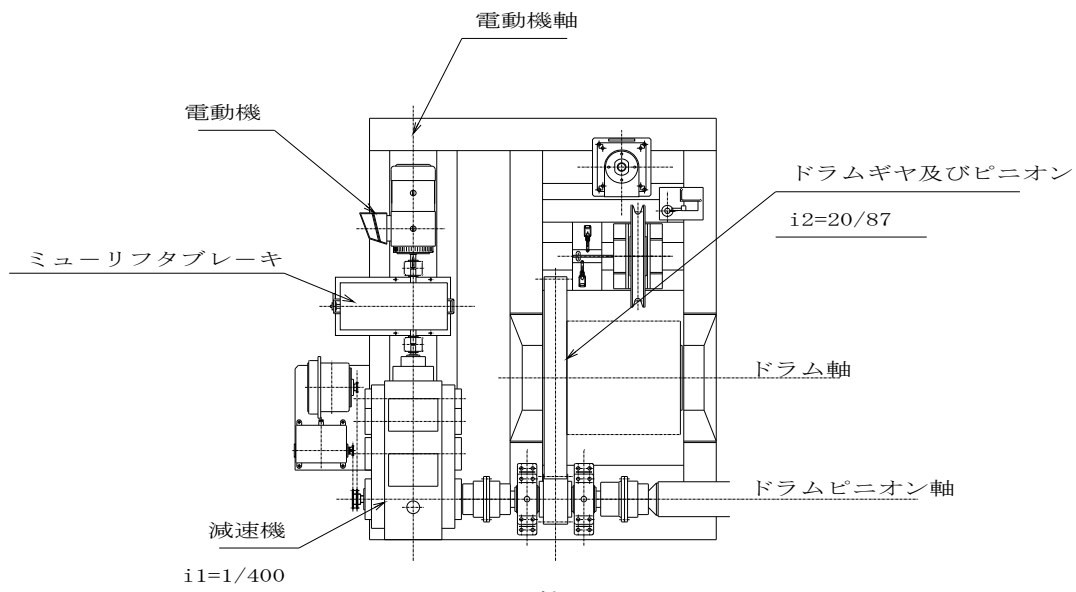


図 14.1-3 機器の配置

2) 回転数

$N_i = N_m \cdot i$       ここに  $N_i$  : 各軸の回転数 (rpm)  
 $N_m$  : 電動機の回転数 (rpm)  
 $i$  : 電動機から各軸までの減速比

表 14.1-1 回転数の計算

名 称	回 転 数 (rpm)
電動機軸	$N_m = 950$
ピニオン軸	$N_1 = N_m \cdot i_1 = 950 \times \frac{1}{400} = 2.375$
ドラム軸	$N_d = N_m \cdot i_1 \cdot i_2 = 950 \times \frac{1}{400} \times \frac{20}{87} = 0.546$

3) 出力トルク

$T_m = \frac{955 \times 10^4 \cdot Q}{N_m}$  ,       $T_m' = T_m \times \alpha \%$

ここに  $Q$  : 使用電動機の定格出力 (kw)  
 $T_m$  :      //      の定格トルク (N・mm)

$T_m'$  : // の最大トルク (N・mm)  
 $N_m$  : 電動機回転数 (rpm)  
 $\alpha$  : 電動機の定格トルクに対する最大トルクの%

$$\begin{aligned}
 N_m &= 950 \text{ rpm} \\
 \therefore T_m &= \frac{955 \times 10^4}{N_m} \times 3.7 \\
 &= \frac{955 \times 10^4}{950} \times 3.7 = 37195 \text{ N}\cdot\text{mm} \\
 T_m' &= T_m \times 300\% = 37195 \times 3 = 111585 \text{ N}\cdot\text{mm}
 \end{aligned}$$

4) 各軸トルク

$$T_i = T_m \cdot \frac{N_m}{N_i} \cdot \eta_n$$

ここに

$T_i$  : 各軸の定格トルク (N・mm)  
 $T_i'$  : 各軸の最大トルク (N・mm)  
 $T_m$  : 電動機の定格トルク (N・mm)

$$T_i' = T_m \cdot \frac{T_m'}{T_i}$$

$T_m'$  : 電動機の最大トルク (N・mm)  
 $\eta_n$  : 電動機から各軸までの効率

表 14.1-2 伝動軸のトルクの計算

名 称	定 格 ト ル ク (N・mm)	最大トルク (N・mm)
電動機軸	$T_m = 37.195 \times 10^3$	$T_m' = 111.59 \times 10^3$
ピニオン軸	$T_2 = T_m \cdot \frac{N_m}{N_1} \cdot \eta_1' \cdot \frac{1}{2}$ $= 37.195 \times 10^3 \times \frac{950}{2.375} \times 0.94 \times \frac{1}{2} = 6993 \times 10^3$	$T_2' = 20979 \times 10^3$
ドラム軸	$T_d = T_m \cdot \frac{N_m}{N_d} \cdot \eta_1' \cdot \eta_2 \cdot \frac{1}{2}$ $= 37.195 \times 10^3 \times \frac{950}{0.546} \times 0.94 \times 0.95 \times \frac{1}{2} = 28896 \times 10^3$	$T_d' = 86688 \times 10^3$

(注) 最大トルク = 定格トルク × 300 (%)

6 歯車の強度

1) 歯先荷重

$$P = \frac{2 \cdot T}{d_{o1}}$$

ここに  $P$  : 歯先荷重 (N)  
 $T$  : ピニオン軸のトルク (N・mm)  
 $d_{o1}$  : ピニオンのピッチ円直径 (mm)

2) 平歯車の曲げ強度

曲げ強度は定格トルク時と最大トルク時の両方で計算する。

$$P_a = f_v \cdot \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot y$$

ここに  $P_a$  : 許容歯先荷重 (N)

$f_v$  : 速度係数

$$f_v = \frac{3.05}{3.05 + v} \quad \dots\dots V = 0.5 \sim 10 \text{ m/sec の場合}$$

$$f_v = \frac{6.1}{6.1 + v} \quad \dots\dots V = 0.5 \sim 10 \text{ m/sec の場合}$$

$V$  : 周速 (m/sec)

$\sigma_b$  : 材料の許容曲げ応力 (N/mm<sup>2</sup>)

$b$  : 歯幅 (mm)

$m$  : モジュール (mm)

$y$  : 歯形係数

3) 平歯車の面圧強度

面圧強度は定格トルク時のみ行う。

$$P_a = f_v \cdot k \cdot d_{o1} \cdot b \cdot \left( \frac{2 \cdot Z_2'}{Z_1 + Z_2} \right)$$

ここに  $P_a$  : 許容歯先荷重 (N)

$f_v$  : 速度係数

$k$  : 接触応力係数 (N/mm<sup>2</sup>)

$d_{o1}$  : 小歯車のピッチ円直径 (mm)

$b$  : 歯幅 (mm)

$Z_1$  : 小歯車の歯数

$Z_2$  : 大歯車の歯数

4) 平歯車の強度計算一覧表

表 14.1-3 歯車計算諸元

諸 元	ドラムギヤ	
	ピニオン	ギ ヤ
歯 形	20° 並 歯	
モジュール $m$ (mm)	14	
歯数 $Z$	20	87
ピッチ径 $d_o$ (mm)	280	1218
歯 幅 $b$ (mm)	150	140
回 転 数 $N$ (r·p·m)	2.375	0.546
周速 $V = \frac{\pi \cdot d_o \cdot N}{60 \times 1.000}$ (m/sec)	0.0348	
速度係数 $f_v = \frac{3.05}{3.05 + v}$	0.989	
歯形係数 $y$	0.346	0.449
材 質	SCM430	SCMn3B
引張強さ $f_t$ (N/mm <sup>2</sup> )	830	690
降 伏 点 $f_y$ (N/mm <sup>2</sup> )	685	490
歯面硬さ $H_B$	250	250
接触応力係数 $K$ (N/mm <sup>2</sup> )	0.843	

許容曲げ応力	定格トルク時 $\sigma_b = f_t / 5$ (N/mm <sup>2</sup> )	166	138
	最大トルク時 $\sigma_{b'} = 0.9 f_y$ (N/mm <sup>2</sup> )	616.5	441

表 14.1-4 歯車の定格トルク時の強度計算

		ドラムギヤ	
		ピニオン	ギヤ
ピニオン軸トルク T (N・mm)		6993 × 10 <sup>3</sup>	
歯先荷重 $P = \frac{2 \cdot T}{d_{o1}}$ (N)		49950	
許容歯先荷重	曲げ強度 $P_a = f_v \cdot \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot y$ (N)	119289	120110
	面圧強度 $P_a = f_v \cdot k \cdot d_{o1} \cdot b \left( \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} \right)$ (N)	53147	

$$P < P_a$$

表 14.1-5 歯車の最大トルク時の強度計算

		ドラムギヤ	
		ピニオン	ギヤ
ピニオン軸トルク T (N・mm)		20979 × 10 <sup>3</sup>	
歯先荷重 $P = \frac{2 \cdot T'}{d_{o1}}$ (N)		149850	
許容荷重(曲げ強度)	曲げ強度 $P_a' = f_v \cdot \sigma_{b'} \cdot b \cdot m \cdot y$ (N)	443021	383829
	面圧強度		

$$P' < P_a'$$

7. ドラムの肉厚

ドラムの肉厚は定格トルク時と最大トルク時の両方について検討する。

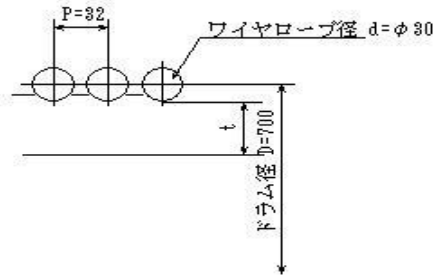


図 14.1-4 ドラムの肉厚

1) ワイヤロープ張力

$$S_o = \frac{2 \cdot T_d \cdot \eta_d}{D}$$

ここに

$S_o$  : 電動機トルクから計算したロープ張力 (N)

$T_d$  : ドラム軸トルク (N・mm)

$D$  : ドラム直径 (mm)

$\eta_d$  : ドラム効率

$$D = 700 \text{ mm}, \quad \eta_d = 0.95$$

(1) 定格トルク時

$$T_d = 28896 \times 10^3 \text{ N} \quad (\text{表 14.1-2 参照})$$

$$S_o = \frac{2 \cdot T_d \cdot \eta_d}{D} \\ = \frac{2 \times 28896 \times 10^3}{700} = 83 \times 10^3 \text{ N}$$

(2) 最大トルク時

$$T_d' = 86688 \times 10^3 \text{ N} \quad (\text{表 14.1-2 参照})$$

$$S_o' = \frac{2 \cdot T_d' \cdot \eta_d}{D} \\ = \frac{2 \times 86688 \times 10^3}{700} = 248 \times 10^3 \text{ N}$$

2) ドラムの肉厚

$$t = k \cdot \frac{S_o}{\sigma_a \cdot p}$$

ここに

$t$  : ドラムの平均肉厚 (mm)

$k$  : 層巻係数

1層巻 ; 1.0、 2層巻 ;  $k=1.7$

$p$  : ドラムの溝ピッチ (mm)

$\sigma$  : ドラムの円周方向の許容圧縮応力 (N/mm<sup>2</sup>)

ドラム材質：SM400

引張強さ  $f_t = 400 \text{ N/mm}^2$   
降伏点  $f_y = 215 \text{ N/mm}^2$

(1) 定格トルク時

$$S_o = 83 \times 10^3 \text{ N}, \quad P = 32 \text{ mm}, \quad \sigma = 80 \text{ N/mm}^2, \quad k = 1.0$$

$$\therefore t = K \cdot \frac{S_o}{\sigma_a \cdot p} \quad \sigma_a = \frac{f_t}{S} = \frac{400}{5} = 80 \text{ N/mm}^2$$

$$= 1.0 \times \frac{83 \times 10^3}{80 \times 32} = 32 \text{ mm}$$

(2) 最大トルク時

$$S_o' = 248 \times 10^3 \text{ N}, \quad f_y = 215 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_a' = 0.9 f_y$$

$$\therefore t = K \cdot \frac{S_o'}{\sigma_a' \cdot p} = 0.9 \times 215 = 193.5 \text{ N/mm}^2$$

$$= 1.0 \times \frac{248 \times 10^3}{193.5 \times 32} = 40 \text{ mm}$$

以上よりドラム肉厚は 45 mm とする。

## 14.2 油圧シリンダ式

### 14.2.1. 設計条件

- |          |                              |
|----------|------------------------------|
| 1 水門扉形式  | トルク軸式起伏ゲート                   |
| 2 開閉装置形式 | 油圧シリンダ両端駆動式                  |
| 3 数 量    | 1 門                          |
| 4 開閉トルク  | 起立時 460 kN・m<br>半開時 618 kN・m |
| 5 起伏角度   | 75°                          |
| 6 開閉速度   | 全開から全閉まで 15 分<br>機側電動操作      |
| 7 操作方式   |                              |
| 8 電 源    |                              |
| 9 安 全 率  | 技術指針 第 3 編 3.2 表 3.2-1 による。  |

### 14.2.2. 設計計算

#### 1 油圧シリンダ

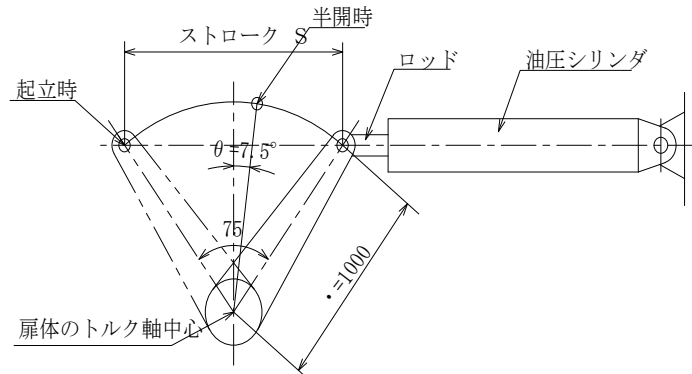


図 14.2-1 油圧シリンダ

$$l = 1.0 \text{ m} \quad \theta = 75^\circ$$

$$S = 2 \cdot l \cdot \sin \frac{\theta}{2} \quad S : \text{シリンダストローク m}$$

$$= 2 \times 1.0 \times \sin 37.5^\circ = 1.218 \text{ m}$$

1). 油圧シリンダ荷重

起立時

$$F_1 = \frac{T_1}{n_c \cdot l \cdot \cos \frac{\theta}{2}}$$

ここに

F : シリンダ荷重 (kN)

T : 水門扉の開閉トルク (kN・m)

$n_c$  : 水門扉 1 門当たりのシリンダ数

(片側駆動  $n_c=1$ 、両側駆動  $n_c=2$ )

$l$  : 駆動レバーの長さ (m)

半開時

$$F_2 = \frac{T_2}{n_c \cdot l \cdot \cos \theta_1}$$

$\theta$  : 水門扉の起伏角度 ( $\theta^\circ$ )

起立時

$$T_1 = 460 \text{ kN}\cdot\text{m}, \quad l = 1.0 \text{ m}, \quad n_c = 2$$

$$\therefore F_1 = \frac{T}{n_c \cdot l \cdot \cos \frac{\theta}{2}}$$

$$= \frac{460 \times 10^3}{2 \times 1.0 \times \cos 37.5^\circ} = 289 \times 10^3 \text{ N}$$

半開時

$$T_2 = 618 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$F = \frac{T_2}{n_c \cdot l \cdot \cos \theta_1}$$

$$= \frac{618 \times 10^3}{2 \times 1.0 \times \cos 7.5^\circ}$$

$$= 312 \times 10^3 \text{ N}$$

2). シリンダ口径

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}}$$

ここに

D : シリンダ最小口径 (mm)

F : シリンダ荷重 (N)

p : 設計油圧 (Mpa)

油圧ポンプ定格吐出し圧力

$$p_0 = 14 \text{ MPa}$$

$$p = 0.9P_0 - P_L \text{ (技術指針 3.9.2-4 より)}$$

$P_L$ : 全損失圧力	}	
配管損失圧力		
曲がり損失圧力		: 0.2 MPa
油圧ユニット損失圧力		: 2.2 MPa
油圧シリンダ無負荷作動圧力		: 0.3 MPa

全損失圧力 : 2.7 MPa

$$\begin{aligned} \therefore D &= \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} \\ &= 0.9 \times 14 - 2.7 \\ &= 9.9 \text{ MPa} \\ &= \sqrt{\frac{4 \times 312000}{\pi \times 9.9}} = 200 \text{ mm} \\ &\text{シリンダ口径 } D_0 = 220 \text{ mm とする。} \end{aligned}$$

3). シリンダ油量

$$q_c = \frac{\pi \times D_0^2 \cdot S}{4,000 \cdot t_0}$$

ここに

$D_0$  : 使用シリンダ口径 (mm)

$q_c$  : シリンダ 1 基当たりの設計油量 ( $\ell$  /min)

$t_0$  : 水門扉全開から全閉までの時間 (min)

$S$  : シリンダストローク (m)

$$S = 1.218 \text{ m}, t_0 = 15 \text{ min}, D_0 = 220 \text{ mm}$$

$$\therefore q_c = \frac{\pi \times 220^2 \times 1.218}{4,000 \times 15} = 3.09 \text{ } \ell/\text{min}$$

4). シリンダチューブの厚さ

$$t = \frac{p_0 \cdot D_0}{2 \cdot \sigma_a} + \alpha$$

ここに

$t$  : シリンダチューブの最小肉厚 (mm)

$p$  : 油圧ポンプ定格吐き出し圧力 ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )

$\sigma_a$  : 許容応力 =  $\frac{\text{引張強さ}}{5}$  ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )

$\alpha$  : 腐食代 (mm)

チューブ材質 : STKM 13A

(引張強さ  $\sigma = 370 \text{ N}/\text{mm}^2$ )

$$\text{許容応力} : \sigma_a = \frac{\sigma}{5} = 74 \text{ N}/\text{mm}^2$$

$$p_0 = 14 \text{ MPa}, D_0 = 220 \text{ mm}, \alpha = 1 \text{ mm}$$



$$t = \frac{p_o \cdot D_o}{200 \cdot \sigma} + \alpha$$

$$= \frac{14 \times 220}{2 \times 74} + 1 = 21.8 \text{ mm}$$

以上によりシリンダチューブの厚さは 22 mm 以上とする。

## 2 油圧ポンプの吐き出し量

ここに

$q_p$  : 油圧ポンプの最小吐き出し量 (ℓ /min)

$$q_p = \frac{q_e \cdot n_e}{0.9 \cdot n_p}$$

$q_e$  : シリンダ 1 基当たりの設計油量 (ℓ /min)

$n_e$  : 水門扉 1 門当たりのシリンダ数

$n_p$  : 油圧ポンプ台数

$$q_e = 3.09 \text{ ℓ /min}, \quad n_e = 2, \quad n_p = 1$$

$$\therefore q_p = \frac{q_e \cdot n_e}{0.9 \cdot n_p}$$

$$= \frac{3.09 \times 2}{0.9 \times 1} = 6.87 \text{ ℓ /min}$$

以上より油圧ポンプは次の仕様のものを用いる。

形	式	ギヤポンプ
定格吐出し圧力		$p_o = 14 \text{ Mpa}$
定格吐出し量		$q_o = 8.7 \text{ ℓ /min}$ (1,000rpm において)
台	数	1 台

## 3 ポンプ用電動機出力

ここに

$$Q = \frac{p_o \cdot q_o}{62.4 \cdot \eta}$$

$Q$  : ポンプ運転に要する出力 (kw)

$p_o$  : ポンプ定格吐出し圧力 (Mpa)

$q_o$  : ポンプ定格吐出し量 (ℓ /min)

$\eta$  : ポンプの全効率

$$\left[ \begin{array}{ll} \text{ギヤポンプ及びベーンポンプ} & \eta = 0.75 \sim 0.9 \\ \text{プランジャポンプ} & \eta = 0.80 \sim 0.95 \end{array} \right]$$

$$p_o = 14 \text{ Mpa}, \quad q_o = 8.7 \text{ ℓ /min}, \quad \eta = 0.75$$

$$\therefore Q = \frac{14 \times 8.7}{62.4 \times 0.75} = 2.60 \text{ kw} \rightarrow 3.7 \text{ kw}$$

よって電動機は次の仕様のものを用いる。

形	式	かご三相誘導電動機
出	力	3.7 kw
定	格	連続
数	量	1 台