

# トルク軸式鋼製起伏ゲート 設計計算例

(扉高 1.5m, 純径間 20m)

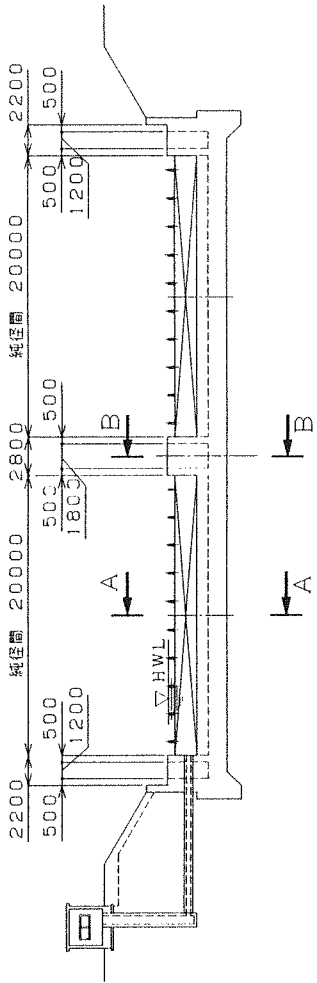
## 1. 設計条件

### 1.1 設計条件

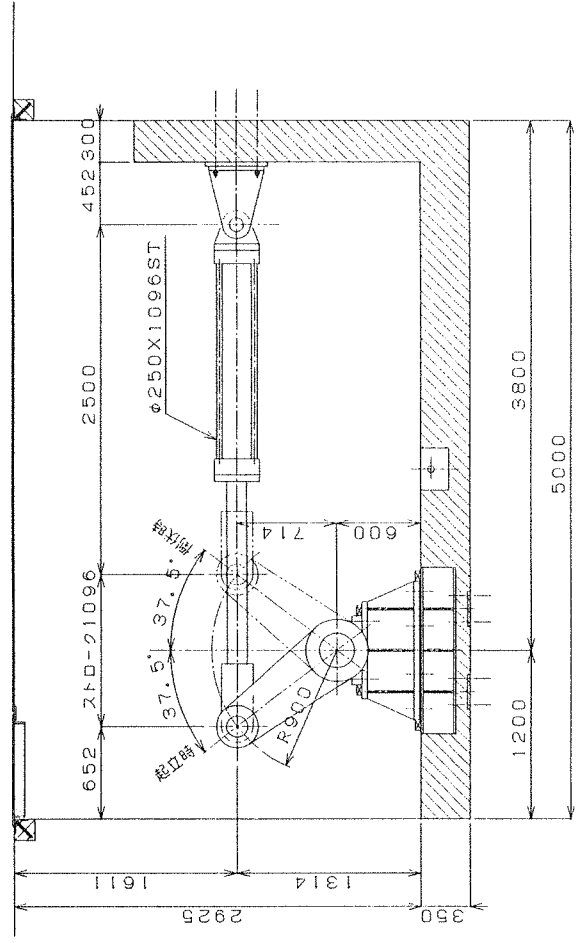
(1) 形 式	トルク軸式鋼製起伏ゲート
(2) 純 径 間	20.000m
(3) 扉 高	1.500m
(4) 数 量	2 門
(5) 設 計 水 位	上流側 2.000m (E L 22.000) 下流側 0.000m (E L 20.000)
(6) 操 作 水 位	上流側 2.000m (E L 22.000) 下流側 0.000m (E L 20.000)
(7) ゲ ー ト 敷 高	E L 20.000
(8) 基 礎 地 盤 高	ゲート敷高と同等
(9) 水 密 方 式	前面 3 方ゴム水密
(10) 開 閉 方 式	両端油圧シリンダ駆動方式
(11) 開 閉 時 間	1 門当り 約20分
(12) 操 作 方 式	機側操作
(13) 起 立 角 度	75°
(14) 設 計 震 度	0.2
(15) 地 震 周 期	1.0s
(16) 地震時 動水圧	ウェスターガードの式による
(17) 堆 泥 高	0.000m
(18) 余 裕 厚	腐食：接水面に対して 1 mm 摩耗：スキンプレート面 1 mm
(19) 扉体許容ねじれ角	扉体のねじれに対して0.25°/m
(20) 水の単位体積重量	9.807 kN/m <sup>3</sup>
(21) 材料の許容応力度	鋼製起伏ゲート設計要領(案) 第2章2-7による

1.2 基本図

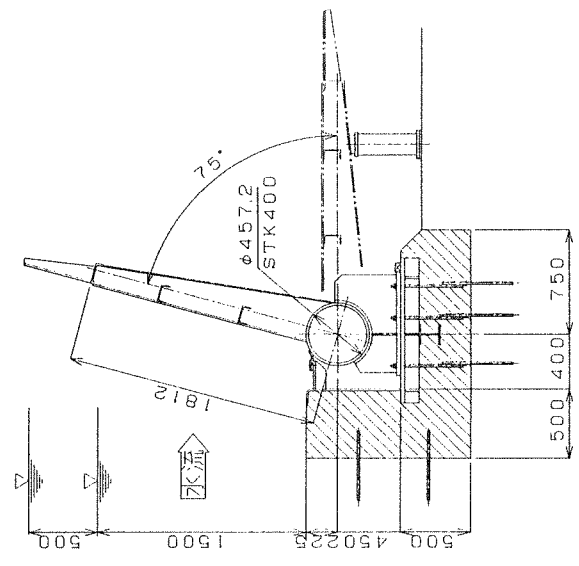
設計仕様	
型式	トルク軸式起伏ゲート
設置数	2 門
幅径間	20,000 m
餘高	1,500 m
設計水深	上流側 2,000 m 下流側 0,000 m
操作水深	上流側 2,000 m 下流側 0,000 m
水密方式	前面3ゴム水密
駆動方式	油圧シリンダー両側駆動方式
起立・倒伏時間	起立 20分以内 倒伏 20分以内
操作方式	操縦操作
動力方式	主動力:電動 予備動力:エンジン



B-B



A-A

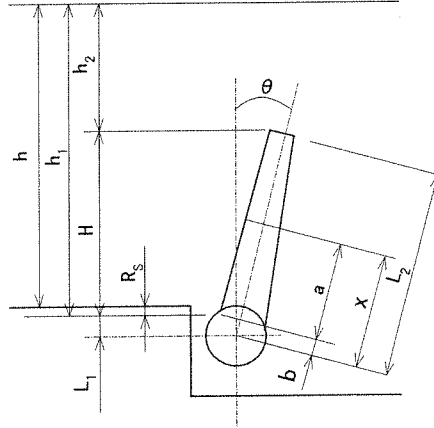


## 2. 設計荷重

## 2.1 全起立時設計荷重

## (1) 水圧荷重

全起伏時 ( $\theta = 15^\circ$ ) における設計水圧荷重を求める。



$h$ : 設計水深	2.000 (m)
$h_1$ : 上流側の設計水位から扉体下部水密線までの水深	2.050 (m)
$H$ : 受圧高	1.550 (m)
$h_2$ : 越流水深	0.500 (m)
$L_1$ : 回転軸から下部水密線までの高さ	0.200 (m)
$L_2$ : 扉体有効高	1.812 (m)
$\theta$ : 扉体起立時傾斜角度	$15^\circ$
$W_0$ : 水の単位体積重量	$9.807 \text{ (kN/m}^3\text{)}$
$R_s$ : 上流側河床高から下部水密線までの距離	0.050 (m)
$B$ : 純径間	20.000 (m)
$b$ : 回転軸から下部水密線までの距離	0.154 (m)

(a) 単位水圧荷重 :  $W_1$

$$W_1 = W_0 \cdot \frac{(h_1 + h_2) \cdot H}{2 \cdot \cos \theta}$$

$$= 9.807 \times \frac{(2.050 + 0.500) \times 1.550}{2 \times \cos 15^\circ} = 20.065 \text{ (kN/m)}$$

(b) 全水圧荷重 :  $P_{w1}$

$$P_{w1} = W_1 \cdot B$$

$$= 20.065 \times 20.000 = 401.295 \text{ (kN)}$$

(c) 水圧作用点

$$a = \frac{H \cdot (h_1 + 2 \cdot h_2)}{3 \cdot \cos \theta \cdot (h_1 + h_2)}$$

$$= \frac{1.550 \times (2.050 + 2 \times 0.500)}{3 \times \cos 15^\circ \times (2.050 + 0.500)} = 0.640 \text{ (m)}$$

$$\begin{aligned} x &= a + b \\ &= 0.640 + 0.154 = 0.794 \text{ (m)} \end{aligned}$$

(2) 扉体自重： $W_2$

扉体単位長さ当たりの自重を700kg/mと仮定する。

$$W_2 = 0.700 \times 9.807 = 6.865 \text{ (kN/m)}$$

回転軸中心より重心までの距離： $y$

扉体重心位置を有効高の40%の位置と仮定する。

$$\begin{aligned} y &= 0.4 \cdot L_2 \\ &= 0.4 \times 1.812 = 0.725 \text{ (m)} \end{aligned}$$

(3) 扉体等分布荷重： $W$

$$\begin{aligned} W &= W_1 + W_2 \cdot \sin \theta \\ &= 20.065 + 6.865 \times \sin 15^\circ \\ &= 21.842 \text{ (kN/m)} \end{aligned}$$

(4) 回転軸回りのモーメント： $T_1$

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{(W_1 \cdot x + W_2 \cdot y \cdot \sin \theta) \cdot B}{n} \\ &\text{ここに、} n : \text{シリング本数 } 2 \text{ (本)} \\ &= \frac{(20.065 \times 0.794 + 6.865 \times 0.725 \times \sin 15^\circ) \times 20.000}{2} = 172.198 \text{ (kN}\cdot\text{m)} \end{aligned}$$

(5) 地震時水圧荷重

(a) 地震時波浪高： $h_e$

$$\begin{aligned} h_e &= \frac{K \cdot \tau}{2\pi} \sqrt{g \cdot h'} \\ &\text{ここに、} K : \text{設計震度 } 0.2 \\ &\quad \tau : \text{地震周期 } 1.0 \text{ (s)} \\ &\quad g : \text{重力加速度 } 9.807 \text{ (m/s}^2\text{)} \\ &\quad h' : \text{設計水位から基礎地盤までの水深 } 2.050 \text{ (m)} \\ &= \frac{0.2 \times 1.0}{2\pi} \times \sqrt{9.807 \times 2.050} = 0.143 \text{ (m)} \end{aligned}$$

(b) 地震時水圧荷重： $P'_{w1}$

$$\begin{aligned} P'_{w1} &= \frac{W_0 \cdot (h'_1 + h'_2) \cdot H}{2 \cdot \cos \theta} \cdot B \\ &\text{ここに、} h'_1 = h' + h_e = 2.050 + 0.143 = 2.193 \text{ (m)} \\ &\quad h'_2 = h_2 + h_e = 0.500 + 0.143 = 0.643 \text{ (m)} \end{aligned}$$

$$=9.807 \times \frac{(2.193+0.643)}{2 \times \cos 15^\circ} \times 1.550 \times 20.000 = 446.304 \text{ (kN)}$$

(c) 地震時動水圧荷重： $P_d$

ウエスタガードの式を使用し計算する。

$$P_d = \frac{7}{12} \cdot W_0 \cdot K \cdot \sqrt{h'} \cdot (h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}) \cdot B$$

ここに、 $K$ ：設計震度 0.2

$h'$ ：水面から基礎地盤までの水深 2.050 (m)

$h_1$ ：水面から水密線までの水深 2.050 (m)

$h_2$ ：越流水深 0.500 (m)

$$= \frac{7}{12} \times 9.807 \times 0.2 \times \sqrt{2.050} \times (2.050^{\frac{3}{2}} - 0.500^{\frac{3}{2}}) \times 20.000 = 84.582 \text{ (kN)}$$

(d) 地震時慣性力： $I$

$$I = K \cdot W$$

ここに、 $I$ ：地震時における扉体の慣性力 (kN)

$K$ ：設計震度 0.2

$W$ ：扉体自重  $W_2 \cdot B$  (kN)

$$I = 0.2 \times 6.865 \times 20.000 = 27.460 \text{ (kN)}$$

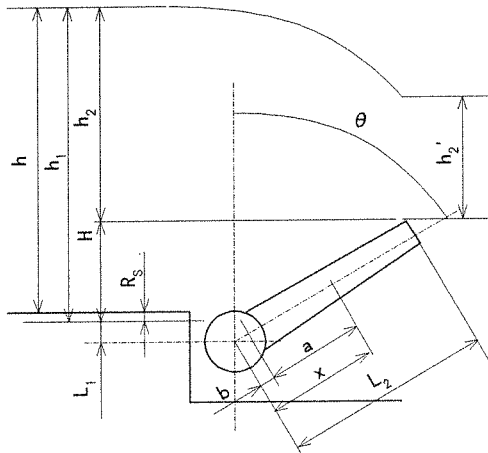
(e) 地震時全荷重： $P$

$$P = P'_{w1} + P_d + I$$

$$= 446.304 + 84.582 + 27.460 = 558.346 \text{ (kN)}$$

## 2.2 半開時 ( $\theta = 60^\circ$ ) 設計荷重

(1) 水圧荷重



$h_1$ : 設計水深	2.050 (m)
$H$ : 受圧高	0.706 (m)
$h_2'$ : 越流水深	0.896 (m)
$L_1$ : 回転軸から下部水密線までの高さ	0.200 (m)
$L_2$ : 扉体有効高	1.812 (m)
$\theta$ : 扉体半開時傾斜角度	$60^\circ$

$$h_2 = h_1 - H \\ = 2.050 - 0.706 = 1.344 \text{ (m)}$$

$$h_2' = \frac{2}{3} \cdot h_2 = \frac{2}{3} \times 1.344 = 0.896 \text{ (m)}$$

(a) 単位水圧荷重 :  $W_1$

$$W_1 = W_0 \cdot \frac{L_2 \cdot (h_1 + h_2')}{2} \\ = 9.807 \times \frac{1.812 \times (2.050 + 0.896)}{2} = 26.176 \text{ (kN/m)}$$

(b) 全水圧荷重 :  $P_{w2}$

$$P_{w2} = W_1 \cdot B \\ = 26.176 \times 20.000 = 523.513 \text{ (kN)}$$

(c) 水圧作用点

$$x = \frac{L_2 \cdot (h_1 + 2 \cdot h_2')}{3 \cdot (h_1 + h_2')} \\ = \frac{1.812 \times (2.050 + 2 \times 0.896)}{3 \times (2.050 + 0.896)} = 0.788 \text{ (m)}$$

(2) 扉体自重 :  $W_2$

$$W_2 = 0.700 \times 9.807 = 6.865 \text{ (kN/m)}$$

回転軸中心より重心までの距離

$$y = 0.725 \text{ (m)}$$

(3) 扉体等分布荷重 :  $W$

$$W = W_1 + W_2 \cdot \sin \theta \\ = 26.176 + 6.865 \times \sin 60^\circ \\ = 32.121 \text{ (kN/m)}$$

(4) 回転軸まわりのモーメント :  $T_2$

$$T_2 = \frac{(W_1 \cdot x + W_2 \cdot y \cdot \sin \theta) B}{n}$$

ここに、 $n$  : シリンダ本数 2 (本)

$$= \frac{(26.176 \times 0.788 + 6.865 \times 0.725 \times \sin 60^\circ) \times 20.000}{2} = 249.370 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

### 2.3 荷重検討

起立時 ( $\theta = 15^\circ$ ) の常時荷重, 地震時荷重及び, 半開時 ( $\theta = 60^\circ$ ) の常時荷重の荷重比較を行う。但し, 地震時の許容応力は常時の許容応力の50%増しとすることができるので, 地震時荷重を常時に換算して常時荷重と比較する。

#### (1) 起立時

(a) 常時  $P_{w1} = 401.295$  (kN)

(b) 地震時  $P' = P/1.5 = 558.346/1.5 = 372.231$  (kN)

#### (2) 半開時

(a) 常時  $P_{w2} = 523.513$  (kN)

以上より, 半開時の荷重が最大となるため, 以降は半開時の荷重:  $P_{w2} = 523.513$  (kN) を用いる。

## 3. 扉体

### 3.1 トルク軸

#### (1) トルク軸に作用するトルク: T

$$T = T_2 = 249.370 \text{ (kN}\cdot\text{m)}$$

#### (2) 曲げモーメント

曲げモーメントは安全をみて自重が水圧方向と同方向に作用すると考える。

$$M = W_1 \cdot B_1^2 / 8 + W_2 \cdot B_1^2 / 8$$

ここに,  $B_1$ : 軸受間隔 3.000 (m)

$$= \frac{26.176 \times 3.000^2}{8} + \frac{6.865 \times 3.000^2}{8} = 37.171 \text{ (kN}\cdot\text{m)}$$

#### (3) 使用部材 STK400 $\phi 457.2 \times 19.0$ t

$$d_1 = 45.52 \text{ (cm)}$$

$$d_2 = 42.12 \text{ (cm)}$$

$$t = 1.70 \text{ (cm)}$$

余裕厚は片側0.1 (cm)

極断面2次モーメント:  $I_p$

$$\begin{aligned} I_p &= \frac{\pi}{32} \cdot (d_1^4 - d_2^4) \\ &= \frac{\pi}{32} \times (45.52^4 - 42.12^4) = 112515 \text{ (cm}^4\text{)} \end{aligned}$$

極断面係数:  $Z_p$

$$Z_p = \frac{I_p}{\frac{d_1}{2}} = \frac{2 \cdot I_p}{d_1}$$

$$= \frac{2 \times 112515}{45.52} = 4944 \text{ (cm}^3\text{)}$$

断面係数：Z

$$Z = \frac{I_p}{d_1}$$

$$= \frac{112515}{45.52} = 2472 \text{ (cm}^3\text{)}$$

(4) 最大せん断応力： $\tau_{\max}$

相当ねじりモーメント： $T_e$

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{T_e}{Z_p}$$

$$= \frac{\sqrt{(3717100)^2 + (24937000)^2}}{4944}$$

$$= 5060 \text{ (N/cm}^2\text{)} = 50.60 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \tau_a = 68 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\text{許容せん断応力：} \tau_a = \frac{\sigma_y}{2\sqrt{3}} = \frac{235}{2\sqrt{3}} = 68 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

(5) 最大主応力： $\sigma_{\max}$

相当曲げモーメント： $M_e$

$$M_e = \frac{1}{2} \cdot (M + \sqrt{M^2 + T^2})$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_e}{Z}$$

$$= \frac{3717100 + \sqrt{(3717100)^2 + (24937000)^2}}{2 \times 2472}$$

$$= 5851 \text{ (N/cm}^2\text{)} = 58.51 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \sigma_a = 118 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\text{許容応力：} \sigma_a = \frac{\sigma_y}{2} = \frac{235}{2} = 118 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

(6) 単位長さ当たりのねじり角（比ねじり角）

$$\theta = \frac{360}{2\pi} \frac{T}{G \cdot I_p} \cdot 10^2$$

ここに、G：横弾性係数  $G = 8.0 \times 10^6 \text{ (N/cm}^2\text{)}$

$$\theta = \frac{360}{2\pi} \times \frac{24937000}{8.0 \times 10^6 \times 112515} \times 10^2 = 0.159 \text{ (}^\circ\text{/m)} < 0.250 \text{ (}^\circ\text{/m)}$$

### 3.2 縦桁

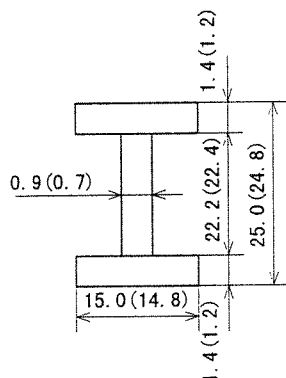
(1) 使用部材

BH250×150×9/14 (SS400) を使用する。



断面 2 次モーメント：  $I = 5606 \text{ (cm}^4\text{)}$

断面係数：  $Z = 452 \text{ (cm}^3\text{)}$



(2) 最大曲げモーメント：  $M_{\max}$

$$M_{\max} = C \cdot (W_1 \cdot x + W_2 \cdot y \cdot \sin \theta)$$

ここに、  $C$ ：縦桁間隔 1.000 (m)

$$= 1.000 \times (26.176 \times 0.788 + 6.865 \times 0.725 \times \sin 60^\circ)$$

$$= 24.937 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

(3) 最大曲げ応力度：  $\sigma_{\max}$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z}$$

$$= \frac{24.937 \times 10^5}{452} = 5517 \text{ (N/cm}^2\text{)} = 55.17 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \sigma_a = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

(4) 最大たわみ量：  $\delta$

$$\delta = \frac{(W_1 + W_2 \cdot \sin \theta) \cdot L_2^3 \cdot C}{8 \cdot E \cdot I}$$

ここに、  $E$ ：縦弾性係数  $E = 2.06 \times 10^7 \text{ (N/cm}^2\text{)}$

$$= \frac{(26176 + 6865 \times \sin 60^\circ) \times 181.2^3 \times 100}{8 \times 2.06 \times 10^7 \times 5606} = 0.20 \text{ (cm)} = 2 \text{ (mm)}$$

(5) たわみ度：  $R$

$$R = \frac{\delta}{L_2}$$

$$= \frac{0.2}{181.2} = \frac{1}{898} < \frac{1}{800}$$

### 3.3 補助横桁

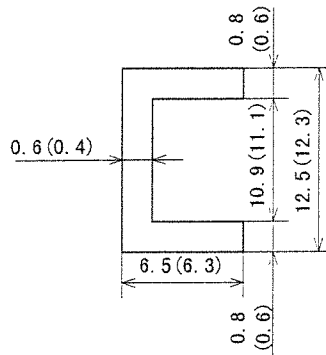
(1) 使用部材

[125×65×6/8(SS400)] を使用する。

断面 2 次モーメント：  $I = 305 \text{ (cm}^4\text{)}$

断面係数： $Z = 50 \text{ (cm}^3\text{)}$

ウェブ断面積： $A_w = 4.4 \text{ (cm}^2\text{)}$



(2) 最大曲げモーメント： $M_{\max}$

$m \leq C$  より

$$M_{\max} = \frac{P \cdot m^3}{12}$$

ここに、 $P$ ：補助横桁にかかる荷重

$$P = W_0 \frac{h_1 + h_2}{2} = 9.807 \times \frac{2.050 + 0.896}{2} = 14.446 \text{ (kN/m}^2\text{)}$$

$m$ ：補助横桁の間隔  $m = 1.000 \text{ (m)}$

$$= \frac{14.446 \times 1.000^3}{12} = 1.204 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

(3) 最大曲げ応力： $\sigma_{\max}$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z}$$

$$= \frac{1.204 \times 10^5}{50} = 2408 \text{ (N/cm}^2\text{)} = 24.08 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \sigma_a = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

### 3.4 スキンプレートの計算

(1) スキンプレート応力： $\sigma$

$$\sigma = \frac{1}{100} \cdot K \cdot a_s^2 \cdot \frac{P_s}{(t - \epsilon)^2}$$

ここに、 $K$ ： $b/a$ による係数 47.4

$a_s$ ：区画の短辺 60 (cm)

$b_s$ ：区画の長辺 100 (cm)

$P_s$ ：区画の平均水圧 1.473 (N/cm<sup>2</sup>)

$0.5 < \frac{a_s}{b_s} < 1.0$  より

$$P_s = \frac{h_1 + h'_2}{2} = \frac{2.050 + 0.896}{2} = 1.473 \text{ (N/cm}^2\text{)}$$

t : 使用板厚 0.9 (cm) (SS400)

ε : 余裕厚 0.3 (cm)

$$= \frac{1}{100} \times 47.4 \times 60^2 \times \frac{1.473}{(0.9 - 0.3)^2}$$

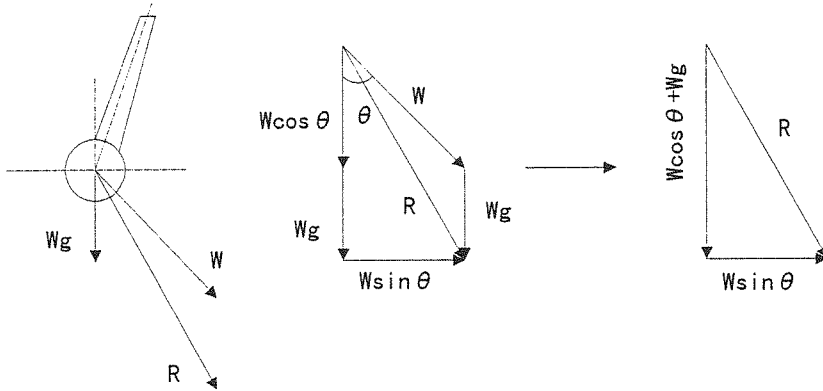
$$= 6982 (\text{N/cm}^2) = 69.82 (\text{N/mm}^2) \leq \sigma_a = 120 (\text{N/mm}^2)$$

$\sigma_a$  : 許容応力 120 (N/mm<sup>2</sup>)

#### 4. 支 承 部

##### 4.1 支 承

(1) 支 承 荷 重 : R



$$\begin{aligned} R^2 &= (W \cdot \cos \theta + W_g)^2 + (W \cdot \sin \theta)^2 \\ &= W^2 \cdot \cos^2 \theta + W_g^2 + 2 \cdot W_g \cdot W \cdot \cos \theta + W^2 \cdot \sin^2 \theta \\ &= W^2 + W_g^2 + 2 \cdot W_g \cdot W \cos \theta \\ R &= \sqrt{W^2 + W_g^2 + 2 \cdot W_g \cdot W \cos \theta} \end{aligned}$$

ここに、 W : 最大水圧荷重作用時の支承ピッチ間の水圧荷重 (kN)

半開時 :  $W = W_1 \cdot B_1 = 26.18 \times 3.00 = 78.54$  (kN)

起立時 :  $W = W_1 \cdot B_1 = 20.07 \times 3.00 = 60.21$  (kN)

$W_1$  : 単位長さ当たりの最大水圧荷重

半開時 : 26.18 (kN/m)

起立時 : 20.07 (kN/m)

$B_1$  : 支承ピッチ間隔 3.00 (m)

$W_g$  : 支承ピッチ間の扉体自重 (kN)

$W_g = W_2 \cdot B_1 = 6.87 \times 3.00 = 20.61$  (kN)

$W_2$  : 単位長さ当たりの扉体自重 6.87 (kN)

$$\text{半開時 : } R = \sqrt{(78.54)^2 + (20.61)^2 + 2 \times 78.54 \times 20.61 \times \cos 30^\circ} = 96.94 \text{ (kN)}$$

$$\text{起立時 : } R = \sqrt{(60.21)^2 + (20.61)^2 + 2 \times 60.21 \times 20.61 \times \cos 75^\circ} = 68.50 \text{ (kN)}$$

また、支承荷重の水平分力 :  $R_H$  および垂直分力 :  $R_V$  はそれぞれ以下のようなになる。

水平分力 :  $R_H$

$$\text{半開時：} R_H = W \cdot \sin \theta = 78.54 \times \sin 30^\circ = 39.27 \text{ (kN)}$$

$$\text{起立時：} R_H = W \cdot \sin \theta = 60.21 \times \sin 75^\circ = 58.16 \text{ (kN)}$$

垂直分力： $R_V$

$$\text{半開時：} R_V = W \cdot \cos \theta + W_g = 78.54 \times \cos 30^\circ + 20.61 = 88.63 \text{ (kN)}$$

$$\text{起立時：} R_V = W \cdot \cos \theta + W_g = 60.21 \times \cos 75^\circ + 20.61 = 36.19 \text{ (kN)}$$

## (2) 断面力

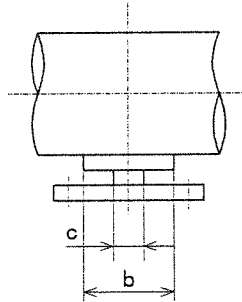
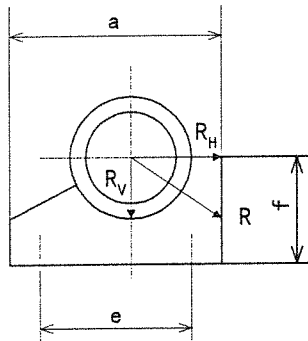
(a) 曲げモーメント： $M$

$$M = R_H \cdot f = W \cdot \sin \theta \cdot f$$

ここに、 $R_H$ ：支承荷重の水平分力

$$\text{半開時：} M = 78.54 \times \sin 30^\circ \times 0.45 = 39.27 \times 0.45 = 17.67 \text{ (kN}\cdot\text{m)}$$

$$\text{起立時：} M = 60.21 \times \sin 75^\circ \times 0.45 = 58.16 \times 0.45 = 26.17 \text{ (kN}\cdot\text{m)}$$



$$\begin{aligned} a &= 705 \text{ [mm]} \\ e &= 570 \text{ [mm]} \\ f &= 450 \text{ [mm]} \\ c &= 12 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

(b) せん断力： $S$

$$S = R_H = W \cdot \sin \theta$$

$$\text{半開時：} S = 78.54 \times \sin 30^\circ = 39.27 \text{ (kN)}$$

$$\text{起立時：} S = 60.21 \times \sin 75^\circ = 58.16 \text{ (kN)}$$

(3) 軸受ブラケットの曲げ応力と軸方向圧縮力： $\sigma$

$$\sigma = \frac{M}{Z} + \frac{R_V}{A}$$

ここに、 $A$ ：軸受ブラケット断面積  $A = ac = 705 \times 12 = 8460 \text{ (mm}^2\text{)}$

$$Z：\text{軸受ブラケット断面係数 } Z = \frac{a^2 \cdot c}{6} = \frac{705^2 \times 12}{6} = 99405 \text{ (mm}^3\text{)}$$

$R_V$ ：支承荷重の垂直分力

$$\begin{aligned} \text{半開時：} \sigma &= \frac{17.67 \times 10^6}{99405} + \frac{88.63 \times 10^3}{8460} \\ &= 28.25 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \sigma_a = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)} \text{ (材質 SS400)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{起立時：} \sigma &= \frac{26.17 \times 10^6}{99405} + \frac{36.19 \times 10^3}{8460} \\ &= 30.60 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \sigma_a = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)} \text{ (材質 SS400)} \end{aligned}$$

(4) 軸受ブラケットのせん断応力： $\tau$

$$\tau = \frac{S}{A}$$

$$\text{半開時： } \tau = \frac{39.27 \times 10^3}{8460} = 4.64 \text{ (N/mm}^2) \leq \tau_a = 70 \text{ (N/mm}^2) \text{ (材質 SS400)}$$

$$\text{起立時： } \tau = \frac{58.16 \times 10^3}{8460} = 6.87 \text{ (N/mm}^2) \leq \tau_a = 70 \text{ (N/mm}^2) \text{ (材質 SS400)}$$

(5) 軸受の面圧強度：P

受圧長さは荷重中心に対し $60^\circ$ を有効とする。

支承反力：Rは半開時の方が大きいので、半開時のものを用いる。

$$P = \frac{R}{60} \cdot \frac{360}{\pi \cdot D \cdot b}$$

ここに、b：軸受幅 50 (mm)

R：支承反力 96.94 (kN)

D：トルク軸外径 457.2 (mm)

$$= \frac{96.94 \times 10^3}{\pi \times 457.2 \times 50} \times \frac{360}{60} = 8.10 \text{ (N/mm}^2) \leq \sigma_{cd} = 23 \text{ (N/mm}^2)$$

$\sigma_{cd}$ ：許容面圧 (無給油軸受) 23 (N/mm<sup>2</sup>)

## 4.2 アンカー部

(1) アンカーボルトの強度

(a) アンカー引張力 (アンカーボルト1本当たりの引張力)：F

$$F = \frac{R_H \cdot f}{n \cdot e}$$

ここに、n：アンカーボルトの本数。安全を見て支点から1番遠い2本で荷重を受  
けるとし、n=2とする。

$$\text{半開時： } F = \frac{39.27 \times 0.45}{2 \times 0.57} = 15.50 \text{ (kN)}$$

$$\text{起立時： } F = \frac{58.16 \times 0.45}{2 \times 0.57} = 22.96 \text{ (kN)}$$

よって、引張応力： $\sigma$ は

$$\sigma = \frac{F}{A_b} \leq \sigma_a \cdots (3.4-9)$$

$A_b$ ：アンカーボルト1本の谷径断面積

$\sigma_a$ ：許容引張応力 100 (N/mm<sup>2</sup>) (SUS304)

起立時の引張力：Fの方が大きいので、これを用いると、ボルトの谷径： $d_b$ は

$$d_b \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \sigma_a}} = \sqrt{\frac{4 \times 22.96 \times 10^3}{\pi \times 100}} = 17.10 \text{ (mm)}$$

(b) アンカーせん断力 (アンカーボルト 1 本当たりのせん断力)

ボルト 1 本当たりのせん断力:  $S'$  はアンカー引張力と同様に起立時の  $R_H$  を用いる。

$$\begin{aligned} S' &= \frac{S}{n} = \frac{R_H}{n} \\ &= \frac{58.16}{4} = 14.54 \text{ (kN)} \end{aligned}$$

せん断力はボルト全部に均等にかかるとし,  $n = 4$

よって, せん断力:  $\tau$  は

$$\tau = \frac{S'}{A_b} \leq \tau_a$$

$$\tau_a: \text{許容せん断応力 } \tau_a = 60 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

以上より, ボルトの谷径:  $d_b$  は

$$d_b \geq \sqrt{\frac{4S'}{\pi \tau_a}} = \sqrt{\frac{4 \times 14.54^2 \times 10^3}{\pi \times 60}} = 17.57 \text{ (mm)}$$

よって, 使用するボルトは M24 (谷径: 20.752 (mm)) とする。

## 5. 油圧シリンダ

### 5.1 作用トルク

作用トルク最大となる半開時 ( $\theta = 60^\circ$ ) にて検討する。

(1) 半開時の荷重によるトルク:  $T_2$

$$T_2 = 249.37 \text{ (kN} \cdot \text{m)} \text{ (2.2(4)より)}$$

(2) 軸受の摩擦トルク:  $T_3$

$$T_3 = \frac{\mu_s}{n} (P_{w2} + W_2 \cdot B) \frac{d_1}{2}$$

ここに,  $\mu_s$ : 金属間のすべり摩擦係数 0.4

$n$ : シリンダ本数 2

$$= \frac{0.4}{2} \times (523.51 + 6.87 \times 20.00) \times \frac{0.4572}{2} = 30.22 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

(3) 側部水密ゴムによる抵抗トルク:  $T_4$

$$T_4 = \frac{2}{n} \cdot \mu_r \cdot L_2 \cdot (g + P \cdot b) \cdot x$$

ここに,  $\mu_r$ : 水密ゴムと金属間のすべり摩擦係数 0.7

$L_2$ : 側部ゴム長さ 1.812 (m)

$g$ : 側部ゴムの初期押付力 0.5 (kN/m)

$P$ : 側部ゴムに作用する平均水圧 14.45 (kN/m<sup>2</sup>)

$b$ : 側部ゴムの受圧幅 0.040 (m)

x : ゴム中心までの距離 1.131 (m)

n : シリンダ本数 2 (本)

$$= \frac{2}{2} \times 0.7 \times 1.812 \times (0.5 + 14.45 \times 0.040) \times 1.131 = 1.55 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

(4) 下部水密ゴムによる抵抗トルク :  $T_5$

$$T_5 = \mu_f \cdot (g + P \cdot b) \cdot \frac{B}{n} \cdot r$$

ここに,  $\mu_f$  : 水密ゴムと金属間のすべり摩擦係数 0.7

g : 下部ゴムの初期押付力 0.5 (kN/m)

P : 下部ゴムに作用する水圧 20.104 (kN/m<sup>2</sup>)

b : 下部ゴムの受圧幅 0.040 (m)

r : トルク軸半径 0.228 (m)

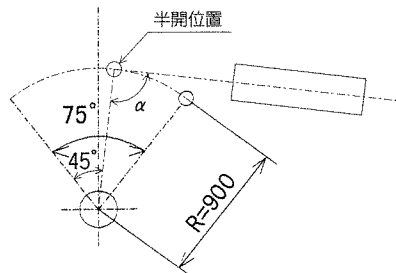
B : 純径間 20.000 (m)

$$= 0.7 \times (0.5 + 20.104 \times 0.040) \times \frac{20.000}{2} \times 0.228 = 2.08 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

(5) 半開時の全モーメント : T (60)

$$\begin{aligned} T(60) &= T_2 + T_3 + T_4 + T_5 \\ &= 249.37 + 30.22 + 1.55 + 2.08 \\ &= 283.22 \text{ (kN} \cdot \text{m)} \end{aligned}$$

5.2 油圧シリンダに作用する荷重 : W



ここに, R : アーム長さ 0.900 (m)

$S_t$  : ストローク 1.096 (m)

$\alpha$  : トルクアームと油圧シリンダのなす角 94.0°

$$\begin{aligned} W &= \frac{T(60)}{R \cdot \sin \alpha} \\ &= \frac{283.22}{0.900 \times \sin 94.0} = 315.46 \text{ (kN)} \end{aligned}$$

5.3 油圧シリンダ

(1) シリンダ径 : D

(a) シリンダ発生力 : F

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot P_d \cdot \eta$$

ここに、 $\eta$  : 有効作動圧力を算出する係数 0.7 (仮定)

$P_d$  : 定格圧力 14.0(MPa) = 14.0(N/mm<sup>2</sup>)

D : シリンダ内径

これよりシリンダ内径 : D は

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

F = W として、

$$= \sqrt{\frac{4 \times 315.46 \times 10^3}{0.7 \times 14.0 \times \pi}} = 202.4 \text{ (mm)}$$

これより D = 250 (mm) とする。

したがって、シリンダ発生力 : F は

$$F = \frac{\pi}{4 \times 1000} \times 250^2 \times 14.0 \times 1.0 = 687.22 \text{ (kN)}$$

(b) シリンダの強度

1) シリンダ円周方向の応力 :  $\sigma_R$

シリンダを薄肉円筒として計算する。

$$\sigma_R = \frac{P_r \cdot D}{2 \cdot t}$$

ここに、t : シリンダの肉厚 (mm)

t = 25 (mm) とすると

$$= \frac{14.0 \times 250}{2 \times 25} = 70.0 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \sigma_a = \frac{400}{5} = 80 \text{ (N/mm}^2\text{)} \text{ (材質 SM400A)}$$

(2) ストローク :  $S_t$

$$S_t = 2 \cdot R \cdot \sin \frac{75^\circ}{2}$$

$$= 2 \times 0.900 \times \sin 37.5^\circ = 1.096 \text{ (m)}$$

(3) 所要油量 : V

$$V = n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S_t$$

$$= 2 \times \frac{\pi}{4} \times 0.25^2 \times 1.096 = 0.108 \text{ (m}^3\text{)} = 108 \text{ (}\ell\text{)}$$

n : シリンダ本数 2 (本)



## (4) ピストンロッドの強度

(a) 圧縮応力： $\sigma_c$ 

$$\sigma_c = \frac{F}{A_b} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_b^2}$$

ここに、 F：シリンダ発生力 F=687.22 (kN)

$A_b$ ：ピストンロッド最小断面積 (ネジの谷部)

$d_b$ ：ピストンロッド最小径 [ネジの谷径, M160,  $d_b=155.670$ (mm)]

$$= \frac{4 \times 687.22 \times 10^3}{\pi \times 155.670^2} = 36.1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

(b) 曲げ応力： $\sigma_b$ 

扉体駆動アームとの連結部回転ピンに生じる摩擦抵抗モーメントによる曲げ応力を計算する。

## 1) 摩擦抵抗モーメント：M

$$M = F \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$$

ここに、 F：シリンダ発生力 687.22 (kN)

$\mu$ ：回転部摩擦係数 0.2

d：回転ピン径 0.15 (m)

$$= 687.22 \times 0.2 \times \frac{0.15}{2} = 10.31 \text{ (kN} \cdot \text{m)}$$

2) 曲げ応力： $\sigma_b$ 

$$\sigma_b = \frac{M}{Z}$$

ここに、 Z：ピストンロッドの断面係数 ( $\text{mm}^3$ )

$$Z = \frac{\pi \cdot d_b^3}{32}$$

$$= \frac{\pi \times 155.670^3}{32} = 370352 \text{ (mm}^3\text{)}$$

$$\sigma_b = \frac{10.31 \times 10^6}{370352} = 27.8 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$d_b$  = ピストンロッド最小径 155.670 (mm)

(c) 合計応力： $\sigma$ 

$$\sigma = \sigma_c + \sigma_b$$

$$= 36.1 + 27.8 = 63.9 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \sigma_a = \frac{690}{5} = 138 \text{ (N/mm}^2\text{)} \text{ (材質：SUS304N2)}$$

## (d) ピストンロッドの座屈強度

## 1) ピストンロッドの断面特性

ピストンロッド径：d = 160 (mm)

$$\text{断面積：} A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \times 160^2}{4} = 20106 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$\text{断面 2 次モーメント：} I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times (160)^4}{64} = 32169909 \text{ (mm}^4\text{)}$$

$$\text{断面 2 次半径：} r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{32169909}{20106}} = 40.0 \text{ (mm)}$$

2) 境界細長比： $\lambda_g$ 

使用公式の判別

$\lambda \leq \lambda_g$ ：ジョンソンの式

$\lambda > \lambda_g$ ：オイラーの式

ここに、 $\lambda_g$ ：境界細長比

$\lambda$ ：相当細長比

境界細長比は

$$\lambda_g = \pi \sqrt{\frac{E}{0.6 \cdot \sigma_y}}$$

ここに、 $\sigma_y$ ：降伏点または耐力 345 (N/mm<sup>2</sup>) (材質：SUS304N2)

E：ヤング率  $1.93 \times 10^5$  (N/mm<sup>2</sup>)

$$= \pi \times \sqrt{\frac{1.93 \times 10^5}{0.6 \times 345}} = 30.53$$

3) 相当細長比： $\lambda$ 

$$\lambda = \frac{\ell}{r} = \frac{\beta \cdot L}{r}$$

ここに、 $\lambda$ ：相当細長比

$\ell$ ：座屈長さ (mm)

r：断面 2 次半径 (mm)

$\beta$ ：材端条件 (両端回転,  $\beta = 1.0$ )

L：部材長 3596 (mm)

$$= \frac{1.0 \times 3596}{32.5} = 110.6$$

よって、 $\lambda > \lambda_g$ であるのでオイラーの式を用いて計算する。

4) 限界座屈応力： $\sigma_k$ 

限界座屈応力： $\sigma_k$ は

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

$$= \frac{\pi^2 \times 1.93 \times 10^5}{110.6^2} = 155.6 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

5) ピストンロッドの圧縮応力及び安全率： $\sigma_0$ , S

a) 圧縮応力： $\sigma_0$

$$\sigma_0 = \frac{F}{A}$$

ここに、 $\sigma_0$ ：圧縮応力 (N/mm<sup>2</sup>)

F：シリンダ発生応力 687.22 (kN)

A：ピストンロッド断面積

$$= \frac{687.22 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 160^2} = 34.2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

b) 座屈安全率：S

$$S = \frac{\sigma_k}{\sigma_0}$$

ここに、S：座屈安全率

$\sigma_k$ ：限界座屈応力 155.6 (N/mm<sup>2</sup>)

$$= \frac{155.6}{34.2} = 4.5 > 4.0$$

#### 5.4 油圧ポンプ

(1) 定格吐出量： $Q_p$

$$Q_p = \frac{1.1 \cdot V}{t}$$

ここに、t：起立・倒伏時間 20分

$$= 1.1 \times 108 / 20 = 5.94 \text{ (} \ell/\text{min)} < 6.4 \text{ (} \ell/\text{min)}$$

(2) 電動機出力： $P_m$

$$P_m = \frac{P_d \cdot Q_p}{\eta}$$

ここに、 $P_d$ ：定格圧力 14.0(MPa)

$Q_p$ ：定格吐出量 6.4(ℓ/min) =  $1.07 \times 10^{-4}$ (m<sup>3</sup>/s)

$$P_m = \frac{14.0 \times 10^6 \times 1.07 \times 10^{-4}}{0.7} \times 10^{-3} = 2.14 \text{ (kW)} \rightarrow 2.2 \text{ (kW)} \text{ とする。}$$

(3) 使用ポンプ

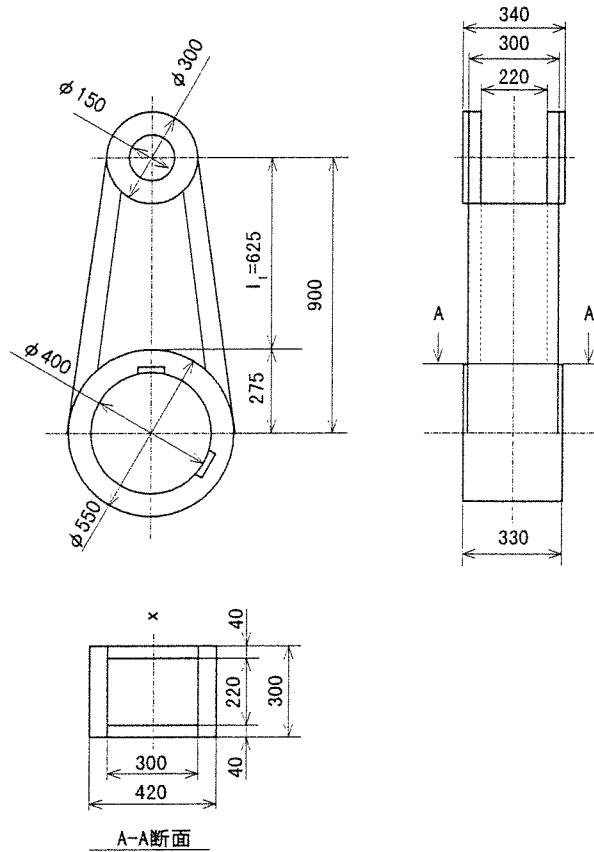
ポンプは次のものを使用する。

形式	ベーンポンプ
定格圧力	14.0MPa
吐出量	6.4 ℓ/min (at 1200rpm)
所要動力	2.2kw

## 6. 駆動部

## 6.1 トルクアーム

## (1) トルクアーム



## (a) 断面特性

A-A断面のx軸まわりの断面2次モーメント：I

$$I = \frac{300 \times 420^3}{12} - \frac{220 \times 300^3}{12} = 1.357 \times 10^9 \text{ (mm}^4\text{)}$$

断面係数

$$Z = \frac{300 \times 420^2}{6} - \frac{220 \times 300^2}{6} = 5.520 \times 10^6 \text{ (mm}^3\text{)}$$

ウェブ断面積： $A_w$

$$A_w = 2 \times 40 \times 300 = 24000 \text{ (mm}^2\text{)}$$

## (b) A-A断面での曲げモーメント：M

駆動アームの荷重：Fはシリンダ発生力により計算する。

$$F = 687.22 \text{ (kN)}$$

A-A断面での曲げモーメント：Mは

$$M = F \cdot \ell_1$$

$$= 687.22 \times 0.625 = 429.51 \text{ (kN}\cdot\text{m)}$$

(c) 曲げ応力： $\sigma$  及びせん断応力： $\tau$

曲げ応力： $\sigma$

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$= \frac{429.51 \times 10^6}{5.520 \times 10^6} = 77.8 \text{ (N/mm}^2) \leq \sigma_a = 98 \text{ (N/mm}^2)$$

$\sigma_a$ ：許容引張応力 (SM490C)

$$\sigma_a = \frac{490}{5} = 98 \text{ (N/mm}^2)$$

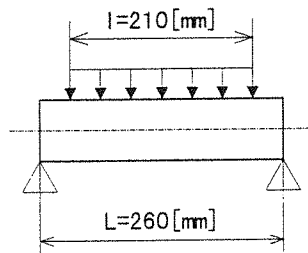
せん断応力： $\tau$

$$\tau = \frac{F}{A_w}$$

$$= \frac{687.22 \times 10^3}{24000} = 28.6 \text{ (N/mm}^2) \leq \tau_a = 57 \text{ (N/mm}^2)$$

$\tau_a$ ：許容せん断応力  $\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}}$

(2) トルクアームとピストンロッドを連結する連結棒の強度



$\ell$ ：荷重がかかっている範囲 210mm

L：連結棒の長さ 260mm

(a) 曲げモーメント：M

$$M = \frac{F}{8} \cdot (2 \cdot L - \ell)$$

$$= \frac{687.22}{8} \times (2 \times 0.26 - 0.21) = 26.63 \text{ (kN}\cdot\text{m)}$$

(b) ブッシュの摩擦抵抗によるねじりトルク：T

$$T = F \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$$

ここに、d：連結棒の直径 150 (mm)

$\mu$  : ブッシュ摩擦係数 0.2

$$= 687.22 \times 0.2 \times \frac{0.15}{2} = 10.31 \text{ (kN}\cdot\text{m)}$$

(c) 相当ねじりモーメント： $T_e$ および相当曲げモーメント： $M_e$

相当ねじりモーメント： $T_e$

$$\begin{aligned} T_e &= \sqrt{M^2 + T^2} \\ &= \sqrt{(26.63)^2 + (10.31)^2} = 28.56 \text{ (kN}\cdot\text{m)} \end{aligned}$$

相当ねじりモーメント： $M_e$

$$\begin{aligned} M_e &= \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) \\ &= \frac{1}{2} \times (26.63 + \sqrt{(26.63)^2 + (10.31)^2}) = 27.59 \text{ (kN}\cdot\text{m)} \end{aligned}$$

(d) 最大曲げ応力： $\sigma_e$ および最大せん断応力： $\tau_e$

最大せん断応力： $\tau_e$

$$\tau_e = \frac{T_e}{Z_p}$$

極断面係数： $Z_p$

$$\begin{aligned} Z_p &= \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \\ &= \frac{\pi}{16} \times 150^3 = 662680 \text{ (mm}^3\text{)} \end{aligned}$$

よって最大せん断応力： $\tau_e$ は

$$\begin{aligned} \tau_e &= \frac{28.56 \times 10^6}{662680} = 43.1 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \tau_a = 60 \text{ (N/mm}^2\text{)} \\ \tau_a &: \text{許容せん断応力, } \tau_a = \frac{520}{5 \times \sqrt{3}} = 60 \text{ (N/mm}^2\text{)} \text{ (材質: SUS304)} \end{aligned}$$

最大曲げ応力： $\sigma_e$

$$\begin{aligned} \sigma_e &= \frac{M_e}{Z} = \frac{M_e}{\frac{1}{2} \cdot Z_p} \\ &= \frac{27.59 \times 10^6}{\frac{1}{2} \times 662680} = 83.3 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \sigma_a = 104 \text{ (N/mm}^2\text{)} \\ \sigma_a &: \text{許容曲げ応力, } \sigma_a = 520 / 5 = 104 \text{ (N/mm}^2\text{)} \text{ (材質: SUS304)} \end{aligned}$$

(3) 連結棒軸受の面圧： $p$

$$p = \frac{F}{d \cdot \ell}$$

ここに、F：連結棒にかかる荷重 687.22 (kN)

d：連結棒直径 150 (mm)

ℓ：プッシュ幅 210 (mm)

$$= \frac{687.22 \times 10^3}{150 \times 210} = 21.8 (\text{N/mm}^2) \leq p_a = 23 (\text{N/mm}^2)$$

p<sub>a</sub>：許容面圧 p<sub>a</sub> = 23 (N/mm<sup>2</sup>) (無給油軸受)

## 6.2 トルク軸

### (1) トルク軸の強度

#### (a) 軸トルク：T

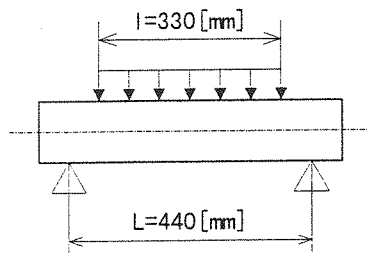
$$T = F \cdot \ell$$

ここに、F：シリンダ発生力 687.22 (kN)

ℓ：アームの回転半径 0.9 (m)

$$= 687.22 \times 0.9 = 618.50 (\text{kN} \cdot \text{m})$$

#### (b) 曲げモーメント：M



$$M = \frac{F}{8} \cdot (2L - \ell)$$

ここに、L = 440 (mm), ℓ = 330 (mm)

$$= \frac{687.22}{8} \times (2 \times 0.44 - 0.33) = 47.25 (\text{kN} \cdot \text{m})$$

#### (c) 相当ねじりモーメント：T<sub>e</sub>および相当曲げモーメント：M<sub>e</sub>

相当ねじりモーメント：T<sub>e</sub>

$$\begin{aligned} T_e &= \sqrt{T^2 + M^2} \\ &= \sqrt{687.22^2 + 47.25^2} = 688.84 (\text{kN} \cdot \text{m}) \end{aligned}$$

相当曲げモーメント：M<sub>e</sub>

$$\begin{aligned} M_e &= \frac{1}{2} (M + \sqrt{T^2 + M^2}) \\ &= \frac{1}{2} \times (47.25 + \sqrt{687.22^2 + 47.25^2}) = 368.05 (\text{kN} \cdot \text{m}) \end{aligned}$$

(d) 最大曲げ応力： $\sigma_e$ および最大せん断応力： $\tau_e$

1) 最大せん断応力： $\tau_e$

$$\tau_e = \frac{T_e}{Z_p}$$

極断面係数： $Z_p$

$$Z_p = \frac{\pi}{16} \cdot d^3$$

ここに、 $d$ ：有効トルク軸径 344 (mm)

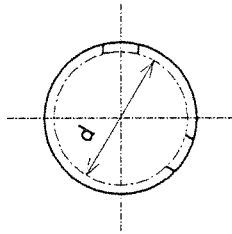
$$= \frac{\pi}{16} \times 344^3 = 7992915 \text{ (mm}^3\text{)}$$

よって、最大せん断応力： $\tau_e$

$$\tau_e = \frac{688.84 \times 10^6}{7992915} = 86.2 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \tau_a = 108 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$\tau_a$ ：許容せん断応力

$$\tau_a = \frac{931}{5 \times \sqrt{3}} = 108 \text{ (N/mm}^2\text{)} \text{ (材質：SCM435)}$$



2) 最大曲げ応力： $\sigma_e$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{Z} = \frac{M_e}{\frac{1}{2} \cdot Z_p}$$

$$= \frac{368.05 \times 10^6}{\frac{1}{2} \times 7992915} = 92.1 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \sigma_a = 186 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_a : \text{許容曲げ応力, } \sigma_a = \frac{931}{5} = 186 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

(2) キーの強度

トルク軸の径は  $D=400$  [mm] なので、キーの寸法は  $b \times h = 90 \times 45$  となる。

(a) キーの面圧： $p$

$$p = \frac{2 \cdot T}{h \cdot \ell \cdot d \cdot n}$$

ここに、 $h$ ：キーの当り面高さ 28 (mm)

$\ell$ ：キーの当り面長さ 330 (mm)



d : 軸径 400 (mm)

n : キーの有効本数  $3 \times 0.75 = 2.25$  (本)

$$= \frac{2 \times 618.50 \times 10^6}{28 \times 330 \times 400 \times 2.25} = 148.7 \text{ (N/mm}^2) \leq p_a = 186 \text{ (N/mm}^2) \text{ (材質: SCM435)}$$

(b) キーのせん断応力:  $\tau$

$$\tau = \frac{2T}{b \cdot \ell \cdot d \cdot n}$$

ここに, b : キーの幅 b = 90 (mm)

$$= \frac{2 \times 618.50 \times 10^6}{90 \times 330 \times 400 \times 2.25} = 46.3 \text{ (N/mm}^2) \leq \tau_a = 108 \text{ (N/mm}^2) \text{ (材質: SCM435)}$$

### 6.3 トルク軸の軸受

(1) 軸受の面圧: P

$$p = \frac{F}{d \cdot \ell_1 \cdot n}$$

ここに,  $\ell$  : 受圧幅

d : トルク軸の軸径

n : 軸受け数 2 (個)

無給油軸受とすれば許容面圧:  $p_a$ は

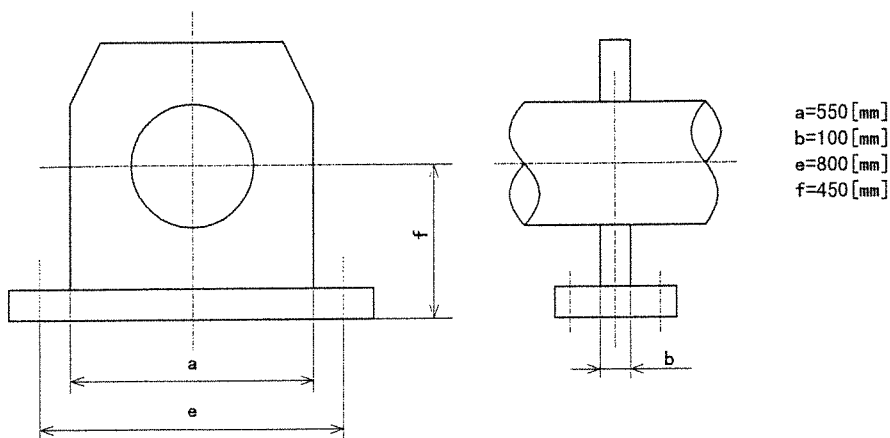
$$p_a = 23 \text{ (N/mm}^2)$$

必要受圧幅は

$$\ell \geq \frac{F}{d \cdot p_a \cdot n} = \frac{687.22 \times 10^3}{400 \times 23 \times 2} = 37.3 \text{ (mm)} \text{ これより, } \ell = 100 \text{ (mm)} \text{ とする。}$$

### 6.4 アンカー部

(1) アンカーの強度



(a) 曲げモーメント：M

$$M = F \cdot f$$

ここに、F：シリンダ発生力 687.22 (kN)

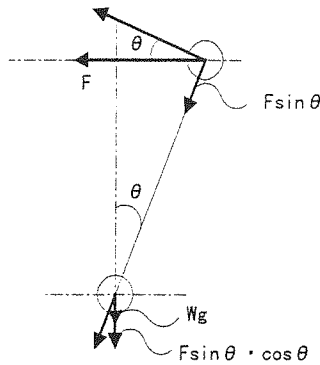
f：支承ピン高さ 450 (mm)

$$M = 687.22 \times 0.45 = 309.25 \text{ (kN}\cdot\text{m)}$$

(b) せん断力：S

$$S = F = 687.22 \text{ (kN)}$$

(c) 軸受ブラケットの曲げ応力と軸方向圧縮力

曲げと圧縮により発生する応力： $\sigma$ は、

$$\sigma = \frac{M}{Z} + \frac{W_g + F \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta}{A}$$

ここに、A：軸受ブラケット断面積

$$A = a \cdot b = 550 \times 100 = 55000 \text{ (mm}^2\text{)}$$

 $W_g$ ：軸受間の軸の自重

$$W_g = 0.7 \times 0.44 \times 9.8 = 3.02 \text{ (kN)}$$

Z = 軸受ブラケットの断面係数

$$Z = \frac{a^2 \cdot b}{6} = \frac{550^2 \times 100}{6} = 5041667 \text{ (mm}^3\text{)}$$

1つのブラケットにかかる応力： $\sigma$ は

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{309.25 \times 10^6}{2 \times 5041667} + \frac{3.02 \times 10^3 + 687.22 \times 10^3 \times \sin 37.5^\circ \times \cos 37.5^\circ}{2 \times 55000} \\ &= \frac{309.25 \times 10^6}{2 \times 5041667} + \frac{334.92 \times 10^3}{2 \times 55000} = 33.7 \text{ (N/mm}^2\text{)} \leq \sigma_a = \frac{400}{5} = 80 \text{ (N/mm}^2\text{)} \text{ (SM400C)} \end{aligned}$$

(d) 軸受ブラケットのせん断応力： $\tau$ 

1つのブラケットにかかるせん断応力は

$$\tau = \frac{S}{A}$$

$$= \frac{687.22 \times 10^3}{2 \times 55000} = 6.2 \text{ (N/mm}^2) \leq \tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}} = 46 \text{ (N/mm}^2)$$

$\tau_a$  : 許容せん断応力

(2) アンカーボルトの強度

(a) アンカー引張力 :  $N$ , およびせん断力 :  $S'$

$$N = \frac{R_H \cdot f}{n \cdot e}$$

ここに,  $R_H$  : 水平方向荷重 687.22 (kN)

$n$  : ボルトの本数

$e$  : アンカーボルト距離 800 (mm)

$f$  : 支承ピン高さ 450 (mm)

支点から一番遠いボルト 2 本で力の大半を支えるから  $n = 2$  とすると, 1 つのアンカーにかかる引張力は

$$N = \frac{1}{2} \times \frac{687.22 \times 450}{2 \times 800} = 96.64 \text{ (kN)}$$

また, アンカーのボルト 1 本当たりのせん断力 :  $S'$  は

$$S' = \frac{s}{n} = \frac{687.22}{2 \times 6} = 57.27 \text{ (kN)}$$

(b) 引張応力 :  $\sigma_{te}$  および, せん断応力 :  $\tau_{te}$

引張応力 :  $\sigma_{te}$

$$\sigma_{te} = \frac{N}{A_b}$$

ここに,  $A_b$  : ボルトの谷径断面積

$$A_b = \frac{\pi \cdot d_b}{4}$$

$\sigma_{te} \leq \sigma_a$  より,

$$d_b \geq \sqrt{\frac{4 \cdot N}{\pi \cdot \sigma_a}} = \sqrt{\frac{4 \times 96.64 \times 10^3}{\pi \times 138}} = 29.9 \text{ (mm)}$$

$\sigma_a$  : 許容引張応力  $\sigma_a = 138 \text{ (N/mm}^2)$  (SUS304N<sub>2</sub>)

せん断応力 :  $\tau_{te}$

$$\tau_{te} = \frac{S'}{A_b}$$

$\tau_{te} \leq \tau_a$  より,

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S'}{\pi \cdot \tau_a}} = \sqrt{\frac{4 \times 57.27 \times 10^3}{\pi \times 80}} = 30.2 \text{ (mm)}$$

$\tau_a$  : 許容せん断応力  $\tau_a = 80 \text{ (N/mm}^2)$  (SUS304N<sub>2</sub>)

よって、使用するボルトはM36、本数は6本。

M36のボルトの谷径： $d = 31.670$  (mm)

## 7. 支承部の標準的箱抜寸法の例

標準的な支承部構造と箱抜寸法を以下に示す。

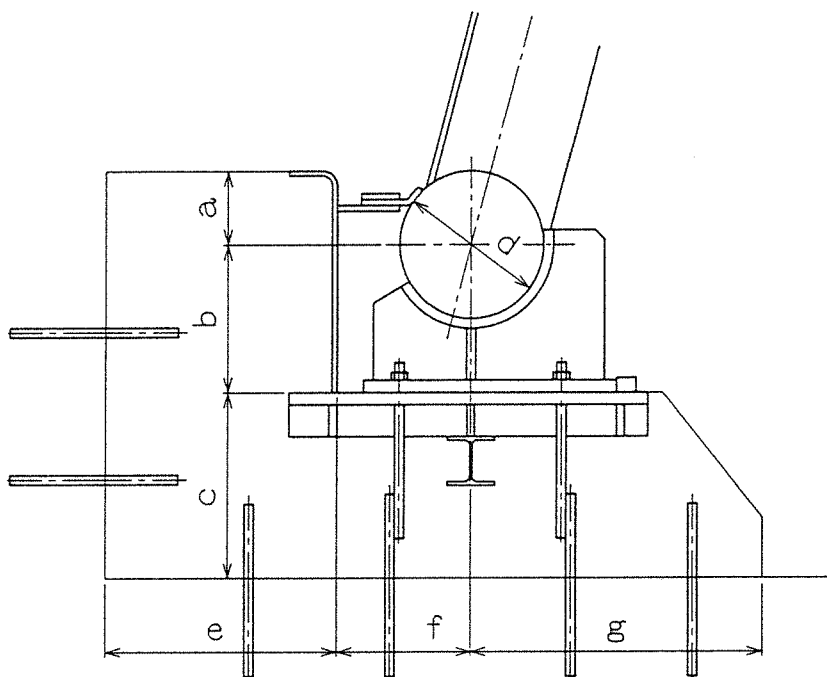
検討条件

設計水深 扉高+0.5m (下流側0m)

使用油圧力  $14\text{N}/\text{mm}^2$

トルク軸材質 STK400, SM400

支承間隔 3.0m



支承部構造と箱抜寸法

a 寸法

(単位：mm)

扉高 径間	1.0	2.0	3.0
10.0	175	300	500
20.0	200	450	550
30.0	250	550	650

## b 寸法

(単位：mm)

扉高 径間	1.0	2.0	3.0
10.0	350	600	800
20.0	400	800	900
30.0	500	900	1000

## c 寸法

(単位：mm)

扉高 径間	1.0	2.0	3.0
10.0	500	500	750
20.0	500	750	750
30.0	500	750	750

## d 寸法

(単位：mm)

扉高 径間	1.0	2.0	3.0
10.0	350	600	1000
20.0	400	900	1100
30.0	500	1100	1300

## e 寸法

(単位：mm)

扉高 径間	1.0	2.0	3.0
10.0	200	500	500
20.0	200	500	500
30.0	500	500	600

## f 寸法

(単位：mm)

扉高 径間	1.0	2.0	3.0
10.0	300	400	650
20.0	300	600	700
30.0	400	700	800

## g 寸法

(単位：mm)

扉高 径間	1.0	2.0	3.0
10.0	750	750	1000
20.0	750	1000	1000
30.0	750	1000	1250

## 8. 油圧シリンダ室の標準的構造・寸法の例

油圧シリンダ室の構造・寸法は、魚腹式起伏ゲート3-3-5に準ずるものとするが、小規模なものについては、以下によるものとする。

A 寸法 (単位：m)

扉高 径間	1.0	2.0
10.0	0.6	1.1
20.0	0.6	1.2

C 寸法 (単位：m)

扉高 径間	1.0	2.0
10.0	1.5	1.6
20.0	1.5	1.8

B 寸法 (単位：m)

扉高 径間	1.0	2.0
10.0	1.8	3.3
20.0	2.2	3.5

D 寸法 (単位：m)

扉高 径間	1.0	2.0
10.0	1.0	1.0
20.0	1.0	1.2

