

トルク軸式鋼製起伏ゲート

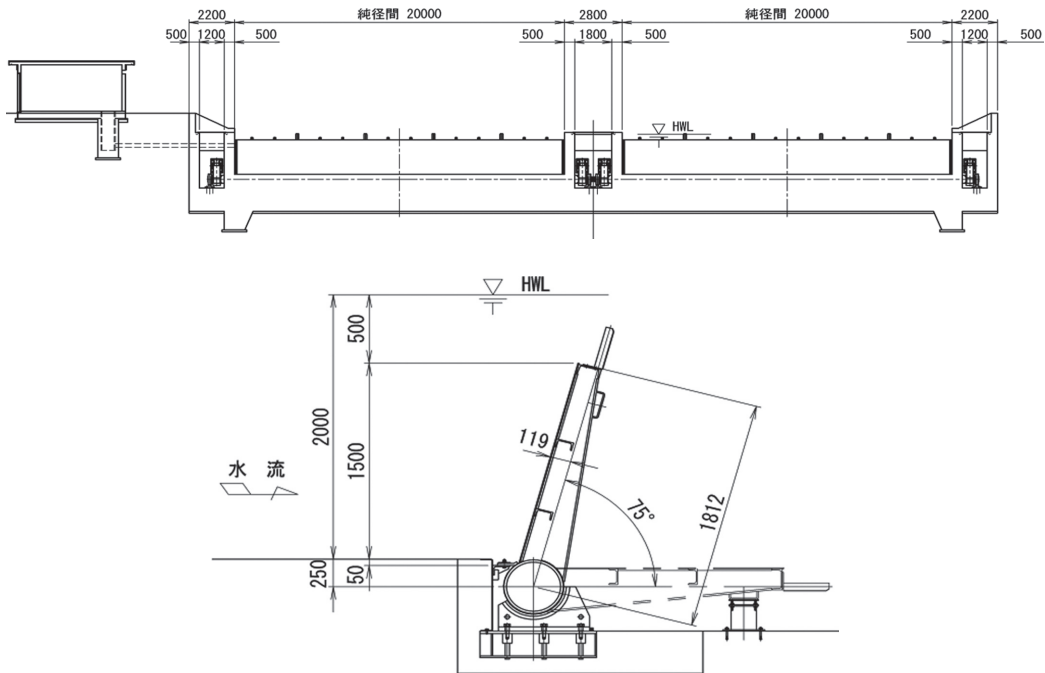
設計計算例

(扉高 1.5m, 純径間 20.0m)

1. 設計条件

(1) 形 式	トルク軸式鋼製起伏ゲート
(2) 純 径 間	20.000 m
(3) 扉 高	1.500 m
(4) 数 量	2 門
(5) 設 計 水 深	上流側 2.000 m (EL 22.000) 下流側 0.000 m (EL 20.000)
(6) 操 作 水 深	上流側 2.000 m (EL 22.000) 下流側 0.000 m (EL 20.000)
(7) ゲ ー ト 敷 高	EL 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	20 min/1 門 鋼製起伏ゲート設計要領 (案), 2-3-2, P28参照
(12) 操 作 方 式	機側操作
(13) 起 立 角 度	75°
(14) 標 準 設 計 震 度	K_0 0.2
(15) 堆 泥 高	0.000 m
(16) 地 震 周 期	1.0s
(17) 地 震 時 動 水 圧	ウェスタガードの式による
(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) トルク軸のねじり変形	0.25°/m
(20) 縦桁のたわみ度	縦桁の支間 (片持ち梁として) 1/800
(21) 水の単位体積重量	9.807 kN/m ³
(22) 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。

2. 基本図



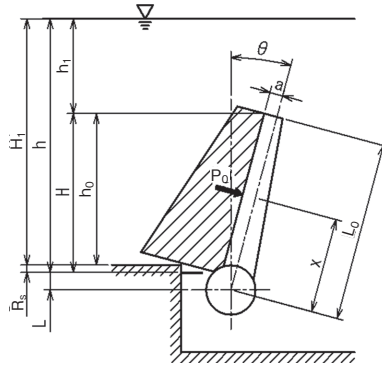
3. 設計荷重

扉体に作用する荷重計算は、起立時（起立角 $75^\circ =$ 倒伏角 15° ）及び水圧荷重が最大となる半開時（起立角 $30^\circ =$ 倒伏角 60° ）について計算する。

3.1 常時荷重

(1) 水圧荷重

1) 起立時



単位水圧荷重： W_1

$$W_1 = \frac{1}{2 \cdot \cos \theta} \cdot W_0 \cdot (h^2 - h_1^2)$$

静水圧荷重： P_0

$$P_0 = W_1 \cdot B$$

ここに、 P_0 ：静水圧荷重

kN

h_0 ：扉高

1.500 m

H_1 ：設計水深

2.000 m

H ：受圧高

1.550 m

h ：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_1 ：越流水深

0.500 m

θ ：倒伏角

15°

B ：受圧幅

20.000 m

W_0 ：水の単位体積重量

9.807 kN/m^3

X ：回転軸中心から全水圧の作用点までの距離

m

L ：扉体下部水密線から回転軸中心までの距離

0.200 m

L_0 ：扉体長さ $\frac{H + L}{\cos \theta} = \frac{1.550 + 0.200}{\cos 15^\circ} =$

1.812 m

R_s ：上流側河床高から下部水密線までの距離

0.050 m

a ：スキンプレート面から軸中心までの距離

0.119 m

単位水压荷重： W_1

$$W_1 = \frac{1}{2 \times \cos 15^\circ} \times 9.807 \times (2.050^2 - 0.500^2)$$

$$= 20.065 \text{ kN/m}$$

静水压荷重： P_0

$$P_0 = W_1 \cdot B = 20.065 \times 20.000$$

$$= 401.300 \text{ kN}$$

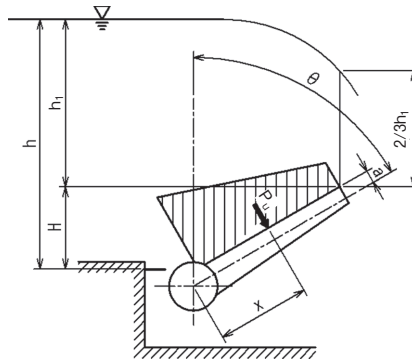
作用点距離

$$X = \frac{H(h+2h_1)}{3 \cos \theta (h+h_1)} + \left[\frac{L}{\cos \theta} - a \cdot \tan \theta \right]$$

$$= \frac{1.550 \times (2.050 + 2 \times 0.500)}{3 \times \cos 15^\circ \times (2.050 + 0.500)} + \left[\frac{0.200}{\cos 15^\circ} - 0.119 \times \tan 15^\circ \right]$$

$$= 0.815 \text{ m}$$

2) 半開時



半開時単位水压荷重： W_1

$$W_1 = \frac{1}{2 \cos \theta} \cdot W_0 \cdot \left(h + \frac{2}{3} \cdot h_1 \right) \cdot H$$

半開時静水压荷重： P_u

$$P_u = W_1 \cdot B$$

ここに、 P_u ：半開時静水压荷重

kN

h ：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

m

$$H = \left\{ L_0 - \left[\frac{L}{\cos \theta} - a \cdot \tan \theta \right] - a \cdot \tan \theta_0 \right\} \cdot \cos \theta$$

$$= \left\{ 1.812 - \left[\frac{0.200}{\cos 60^\circ} - 0.119 \times \tan 60^\circ \right] - 0.119 \times \tan 15^\circ \right\} \times \cos 60^\circ$$

$$= 0.793 \text{ m}$$

h_1 ：越流水深 ($h - H$)

1.257 m

θ : 倒伏角 60°

θ_0 : 全起立時倒伏角 15°

X : 回転軸中心から全水圧の作用点までの距離 m

半開時単位水圧荷重 : W_1

$$W_1 = \frac{1}{2 \times \cos 60^\circ} \times 9.807 \times (2.050 + \frac{2}{3} \times 1.257) \times 0.793$$

$$= 22.460 \text{ kN/m}$$

半開時静水圧荷重 : P_u

$$P_u = W_1 \cdot B = 22.460 \times 20.000$$

$$= 449.200 \text{ kN}$$

作用点距離

$$X = \frac{H}{3 \cdot \cos \theta} \cdot \frac{h + \frac{4}{3} \cdot h_1}{h + \frac{2}{3} \cdot h_1} + \left(\frac{L}{\cos \theta} - a \cdot \tan \theta \right)$$

$$= \frac{0.793}{3 \times \cos 60^\circ} \times \frac{2.050 + \frac{4}{3} \times 1.257}{2.050 + \frac{2}{3} \times 1.257} + \left(\frac{0.200}{\cos 60^\circ} - 0.119 \times \tan 60^\circ \right)$$

$$= 0.876 \text{ m}$$

(2) 扉体自重

1) 起立時

$$P_g = W_g \cdot \sin \theta$$

ここに、 P_g : 扉体自重による作用荷重 kN

W_g : 扉体自重

扉体単位長さ当たりの自重を 700 kg/m と仮定する。

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

$$W_g = 6.865 \times 20.000 = 137.300 \text{ kN}$$

θ : 倒伏角 15°

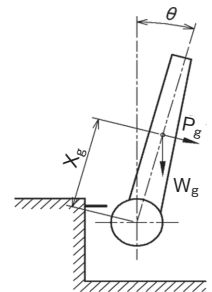
$$P_g = 137.3 \times \sin 15^\circ$$

$$= 35.536 \text{ kN}$$

回転中心より重心までの距離 : X_g

扉体重心位置を有効高の 40% の位置と仮定する。

$$X_g = 0.4 \times L_0 = 0.4 \times 1.812 = 0.725 \text{ m}$$



2) 半開時

$$P_g = W_g \cdot \sin \theta$$

ここに、 P_g ：扉体自重による作用荷重 kN

W_g ：扉体自重

扉体単位長さ当たりの自重を700 kg/m
と仮定する。

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

$$W_g = 6.865 \times 20.000 = 137.300 \text{ kN}$$

θ ：倒伏角 60°

$$P_g = 137.3 \times \sin 60^\circ = 118.905 \text{ kN}$$

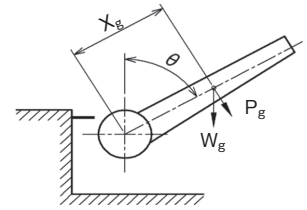
回転軸中心より重心までの距離： X_g

扉体重心位置を有効高の40%の位置と仮定する。

$$X_g = 0.4 \times L_0 = 0.4 \times 1.812 = 0.725 \text{ m}$$

(3) 常時荷重集計

	起立時 (kN)	半開時 (kN)
水圧荷重	401.300	449.200
扉体自重	35.536	118.905
合計	436.836	568.105



3.2 地震時荷重

(1) 設計震度

$$K = \gamma_1 \cdot \gamma_2 \cdot \gamma_3 \cdot K_0$$

ここに、 K ：設計震度

K_0 ：標準設計震度 0.2

γ_1 ：地域別補正係数 1.0

γ_2 ：地盤別補正係数 1.2

γ_3 ：重要度別補正係数 1.0

$$K = 1.0 \times 1.2 \times 1.0 \times 0.2$$

$$= 0.24$$

(2) 地震時波浪高

$$h_e = \frac{K \cdot \tau}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{g \cdot h}$$

ここに、 h_e ：半波高（地震時波浪高） m

K ：設計震度 0.24

τ ：地震周期 1.0 s

g ：重力加速度 9.807 m/s^2

h ：設計水位から基礎地盤までの水深 2.050 m

$$h_e = \frac{0.24 \times 1.0}{2 \times \pi} \times \sqrt{9.807 \times 2.050}$$

$$= 0.171 \text{ m}$$

(3) 地震時静水深

$$H_e = h + h_e$$

ここに、 H_e : 地震時静水深 m

h_e : 地震時波浪高 0.171 m

$$H_e = 2.05 + 0.171$$

$$= 2.221 \text{ m}$$

$$h_e' = h_1 + h_e$$

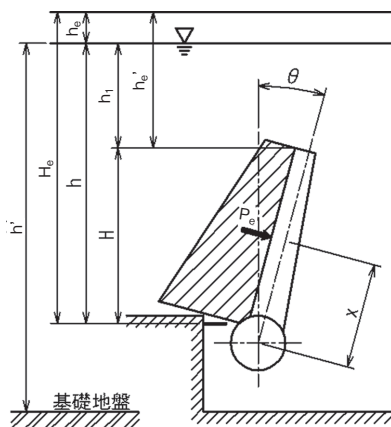
ここに、 h_e' : 地震時越流水深 m

$$h_e' = 0.5 + 0.171$$

$$= 0.671 \text{ m}$$

(4) 水圧荷重

1) 起立時



地震時静水圧荷重

$$P_{es} = \frac{1}{2 \cdot \cos \theta} \cdot W_o \cdot (H_e^2 - h_e'^2) \cdot B$$

ここに、 P_{es} : 地震時静水圧荷重 kN

H_e : 地震時静水深 2.221 m

h_e' : 地震時越流水深 0.671 m

$$P_{es} = \frac{1}{2 \times \cos 15^\circ} \times 9.807 \times (2.221^2 - 0.671^2) \times 20.000$$

$$= 455.116 \text{ kN}$$

地震時動水圧荷重

ウェスタガードの式を使用し計算する。

$$P_{ed} = \frac{7}{12} \cdot W_o \cdot K \cdot \sqrt{h'} \cdot (h^{3/2} - h_1^{3/2}) \cdot B$$

ここに、 P_{ed} ：地震時動水圧荷重 kN

K ：設計震度 0.24

h' ：水面から基礎地盤までの水深 2.050 m

h ：水面から水密線までの水深 2.050 m

h_1 ：越流水深 0.500 m

$$P_{ed} = \frac{7}{12} \times 9.807 \times 0.24 \times \sqrt{2.050} \times (2.050^{3/2} - 0.500^{3/2}) \times 20.000$$

$$= 101.499 \text{ kN}$$

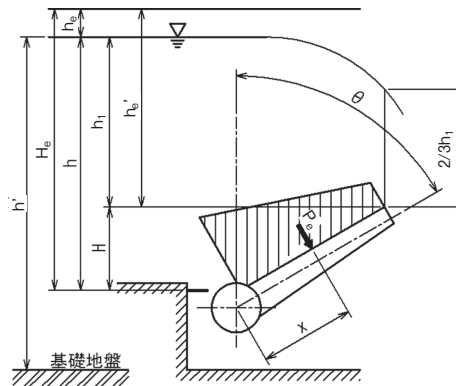
合計荷重

$$P_e = P_{es} + P_{ed}$$

$$= 455.116 + 101.499$$

$$= 556.615 \text{ kN}$$

2) 半開時



地震時静水圧荷重

$$P_{es} = \frac{1}{2 \cos \theta} \cdot W_o \cdot (H_e + \frac{2}{3} h_e') \cdot H \cdot B$$

ここに、 P_{es} ：地震時静水圧荷重 kN

H_e ：地震時静水深 2.221 m

h_e' ：地震時越流水深 ($H_e - H$) 1.428 m

$$P_{es} = \frac{1}{2 \times \cos 60^\circ} \times 9.807 \times (2.221 + \frac{2}{3} \cdot 1.428) \times 0.793 \times 20.000$$

$$= 493.525 \text{ kN}$$

地震時動水圧荷重

ウェスタガードの式を使用し計算する。

$$P_{ed} = \frac{7}{12} \cdot W_o \cdot K \cdot \sqrt{h'} \cdot (h^{3/2} - h_1^{3/2}) \cdot B$$

ここに,	P_{ed} : 地震時動水圧荷重	kN
	K : 設計震度	0.24
	h' : 水面から基礎地盤までの水深	2.050 m
	h : 水面から水密線までの水深	2.050 m
	h_1 : 越流水深	1.257 m

$$P_{ed} = \frac{7}{12} \times 9.807 \times 0.24 \times \sqrt{2.050} \times (2.050^{3/2} - 1.257^{3/2}) \times 20.000$$

$$= 59.991 \text{ kN}$$

合計荷重

$$P_e = P_{es} + P_{ed}$$

$$= 493.525 + 59.991$$

$$= 553.516 \text{ kN}$$

(5) 扉体自重 (3.1 (2)参照)

1) 起立時

$$P_g = 35.536 \text{ kN}$$

2) 半開時

$$P_g = 118.905 \text{ kN}$$

(6) 地震時慣性力

1) 起立時

$$P_{eg} = W_g \cdot K \cdot \cos \theta$$

ここに, P_{eg} : 地震時慣性力

K : 設計震度 0.24

W_g : 扉体自重 137.300 kN

θ : 倒伏角 15°

$$P_{eg} = 137.300 \times 0.24 \times \cos 15^\circ$$

$$= 31.829 \text{ kN}$$

2) 半開時

$$P_{eg} = W_g \cdot K \cdot \cos \theta$$

ここに, θ : 倒伏角 60°

$$P_{eg} = 0.24 \times 137.300 \times \cos 60^\circ$$

$$= 16.476 \text{ kN}$$

(7) 地震時荷重集計

	起立時 (kN)	半開時 (kN)
静水圧	455.116	493.525
地震時動水圧	101.499	59.991
扉体自重	35.536	118.905
地震時慣性力	31.829	16.476
合計	623.980	688.897

3.3 常時と地震時の比較

地震時の許容応力を50%増とし、常時への換算を行う。

	起立時 (kN)	半開時 (kN)
常時	436.836	568.105
地震時	623.980	688.897
地震時 /1.5	415.987	459.265

常時と地震時の比較の結果、常時荷重が大きいため以下、常時荷重にて計算を行う。

4. ねじりモーメント

4.1 起立時ねじりモーメント

(1) 水圧荷重による支承まわりのねじりモーメント

$$T_1 = P \cdot X$$

ここに、 T_1 ：水圧荷重によるねじりモーメント kN・m

P ：水圧荷重 401.300 kN

X ：回転軸中心から全水圧の作用点までの距離 0.815 m

$$\begin{aligned} T_1 &= 401.3 \times 0.815 \\ &= 327.060 \text{ kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(2) 扉体自重による支承まわりのねじりモーメント

$$T_2 = P_g \cdot X_g$$

ここに、 T_2 ：扉体自重によるねじりモーメント kN・m

P_g ：扉体自重（起立時） 35.536 kN

X_g ：回転軸中心から扉体自重の作用点までの距離 0.725 m

$$\begin{aligned} T_2 &= 35.536 \times 0.725 \\ &= 25.764 \text{ kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(3) 軸受の摩擦モーメント

$$T_3 = \mu_s \cdot (P_0 + W_g) \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$= 0.4 \times (401.300 + 137.300) \times \frac{0.4572}{2}$$

$$= 49.250 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

ここに、	μ_s : すべり軸受のすべり摩擦係数	0.4
	d_1 : トルク軸径	0.4572 m
	P_0 : 静水圧荷重	401.300 kN
	W_g : 扉体自重	137.300 kN

(4) 側部水密ゴムによる抵抗モーメント

$$T_4 = \mu_1 \cdot (q + p \cdot b_1) \cdot 2 \cdot \ell \cdot r_1$$

$$= 0.7 \times (0.5 + 12.502 \times 0.04) \times 2 \times 1.605 \times 1.010$$

$$= 2.270 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

ここに、	μ_1 : 水密ゴムと金属間のすべり摩擦係数	0.7
	q : 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	

$$\frac{P_0}{B \cdot \ell} = \frac{401.300}{20.000 \times 1.605} = 12.502 \text{ kN/m}^2$$

	B : 受圧幅	20.000 m
	ℓ : 扉体の水密長 ($H/\cos\theta$)	1.605 m
	b_1 : 側部ゴムの受圧幅	0.040 m
	r_1 : ゴム中心までの距離	1.010 m

(5) 下部水密ゴムによる抵抗モーメント

$$T_5 = \mu_1 \cdot (q + p_b \cdot b_2) \cdot B \cdot r_2$$

$$= 0.7 \times (0.5 + 20.104 \times 0.04) \times 20.000 \times 0.229$$

$$= 4.181 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

ここに、	μ_1 : 水密ゴムと金属間のすべり摩擦係数	0.7
	q : 下部ゴムの初期押付力	0.5 kN/m
	p_b : 下部ゴムに作用する平均水圧	

$$W_0 \cdot h = 9.807 \times 2.050 = 20.104 \text{ kN/m}^2$$

	b : 下部ゴムの受圧幅	0.040 m
	r_2 : トルク軸半径	0.229 m

4.2 半開時ねじりモーメント

(1) 水圧荷重による支承まわりのねじりモーメント

$$T_1 = P \cdot X$$

ここに、 T_1 ：水圧荷重によるねじりモーメント $\text{kN}\cdot\text{m}$
 P ：水圧荷重 449.200 kN
 X ：回転軸中心から全水圧の作用点までの距離 0.876 m

$$T_1 = 449.200 \times 0.876 \\ = 393.499 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

- (2) 扉体自重による支承まわりのねじりモーメント

$$T_2 = P_g \cdot X_g$$

ここに、 T_2 ：扉体自重によるねじりモーメント $\text{kN}\cdot\text{m}$
 P_g ：扉体自重（半開時） 118.905 kN
 X_g ：回転軸中心から扉体自重の作用点までの距離 0.725 m

$$T_2 = 118.905 \times 0.725 \\ = 86.206 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

- (3) 軸受の摩擦モーメント

$$T_3 = \mu_s \cdot (P_0 + W_g) \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$= 0.4 \times (449.200 + 137.300) \times \frac{0.4572}{2}$$

$$= 53.630 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

ここに、 μ_s ：すべり軸受のすべり摩擦係数 0.4
 d_1 ：トルク軸径 0.4572 m
 P_0 ：静水圧荷重 449.200 kN
 W_g ：扉体自重 137.300 kN/m

- (4) 側部水密ゴムによる抵抗モーメント

$$T_4 = \mu_1 \cdot (q + p \cdot b_1) \cdot 2 \cdot \ell \cdot r_1$$

$$= 0.7 \times (0.5 + 14.161 \times 0.04) \times 2 \times 1.586 \times 1.193$$

$$= 2.825 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

ここに、 μ_1 ：水密ゴムと金属間のすべり摩擦係数 0.7
 q ：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

$$\frac{P_0}{B \cdot \ell} = \frac{449.200}{20.000 \times 1.586} = 14.161 \text{ kN/m}^2$$

B ：受圧幅 20.000 m

ℓ ：扉体の水密長（ $H/\cos\theta$ ） 1.586 m

b_1 ：側部ゴムの受1圧1幅 0.040 m

r_1 ：ゴム中心までの距離 1.193 m

(5) 下部水密ゴムによる抵抗モーメント

$$\begin{aligned}
 T_5 &= \mu_1 \cdot (q + p_b \cdot b_2) \cdot B \cdot r_2 \\
 &= 0.7 \times (0.5 + 20.104 \times 0.04) \times 20.000 \times 0.229 \\
 &= 4.181 \text{ kN}\cdot\text{m}
 \end{aligned}$$

ここに、 μ_1 ：水密ゴムと金属間のすべり摩擦係数 0.7
 q ：下部ゴムの初期押付力 0.5 kN/m
 p_b ：下部ゴムに作用する平均水圧
 $W_0 \cdot h = 9.807 \times 2.050 = 20.104 \text{ kN/m}^2$
 b ：下部ゴムの受圧幅 0.040 m
 r_2 ：トルク軸半径 0.229 m

4.3 扉体に作用するねじりモーメント

(kN·m)

	T_1	T_2	合計 (ΣT)	シリンダ 1 本当り
起立時	327.060	25.764	352.824	176.412
半開時	393.499	86.206	479.705	239.853

よって、扉体の強度計算は半開時に行う。

4.4 操作時の開閉モーメント

(kN·m)

	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	合計 (ΣT)	
起立時	327.060	25.764	49.250	2.270	4.181	408.525	
半開時	開操作時	393.499	86.206	-53.630	-2.825	-4.181	419.069
	閉操作時	393.499	86.206	53.630	2.825	4.181	540.341

5. 扉 体

5.1 トルク軸

(1) トルク軸に作用するモーメント

$$\begin{aligned}
 T &= \text{半開時合計モーメント} \\
 &= 239.853 \text{ kN}\cdot\text{m}
 \end{aligned}$$

(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。

$$\begin{aligned}
 M &= \frac{W_1 \times B_1^2}{8} + \frac{W_2 \times B_1^2}{8} \\
 &= \frac{22.460 \times 3.000^2}{8} + \frac{6.865 \times 3.000^2}{8} \\
 &= 32.991 \text{ kN}\cdot\text{m}
 \end{aligned}$$

ここに、 B_1 ：軸受間隔 3.000 m

(3) 使用部材

STK400 $\phi 457.2 \times t19.0$ $d_1 = 455.2 \text{ mm}$ $d_2 = 421.2 \text{ mm}$ $t = 17.0 \text{ mm}$

余裕代は片面 1 mm

1) 極断面2次モーメント

$$I_p = \frac{\pi}{32} \times (d_1^4 - d_2^4) = \frac{\pi}{32} \times (455.20^4 - 421.20^4) = 1125146489 \text{ mm}^4$$

2) 極断面係数

$$Z_p = \frac{I_p}{\frac{d_1}{2}} = \frac{2 \cdot I_p}{d_1} = \frac{2 \times 1125146489}{455.20} = 4943526 \text{ mm}^3$$

3) 断面係数

$$Z = \frac{I_p}{d_1} = \frac{1125146489}{455.20} = 2471763 \text{ mm}^3$$

(4) 最大せん断応力

1) 相当ねじりモーメント: T_e

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{32.991^2 + 239.853^2}$$

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{T_e}{Z_p} \\ &= \frac{\sqrt{(32.991)^2 + (239.853)^2}}{4943526} \times 10^6 \\ &= 49.0 \text{ N/mm}^2 < \tau_a = 68 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

2) 許容せん断応力

$$\tau_a = \frac{\sigma_y}{2\sqrt{3}} = \frac{235}{2\sqrt{3}} = 68 \text{ N/mm}^2$$

(5) 最大主応力: σ_{\max} 1) 相当曲げモーメント: M_e

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

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{M_e}{Z} \\ &= \frac{32.991 + \sqrt{32.991^2 + 239.853^2}}{2 \times 2471763} \times 10^6 \\ &= 55.6 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a = 118 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

2) 許容応力

$$\sigma_a = \frac{\sigma_y}{2} = \frac{235}{2} = 118 \text{ N/mm}^2$$

(6) 単位長さ当たりのねじり変形 (比ねじり変形)

$$\theta = \frac{360}{2\pi} \cdot \frac{T}{G \cdot I_p} \cdot 10^3$$

ここに、 G: 横弾性係数 STK400 $G = 8.0 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$

$$\theta = \frac{360}{2\pi} \times \frac{239.853 \times 10^6}{8.0 \times 10^4 \times 1125146489} \times 10^3$$

$$= 0.158^\circ/\text{m} < 0.25^\circ/\text{m}$$

5.2 縦 桁

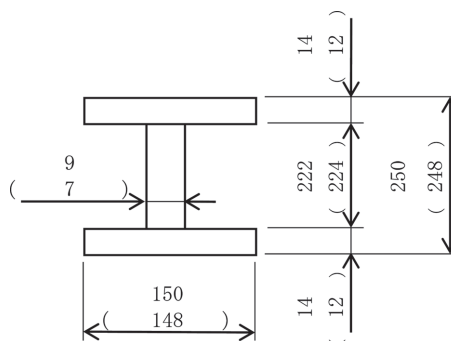
(1) 使用部材

BH 250×150×9/14 (SM400) を使用する。

断面 2 次モーメント $I_x = 56057003 \text{ mm}^4$

断面係数 $Z_x = 452073 \text{ mm}^3$

余裕代は片面 1 mm



(2) 最大曲げモーメント

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

ここに、 C: 縦桁間隔 1.000 m

$$M_{\max} = 1.000 + (22.460 \times 0.876 + 6.865 \times 0.725 \times \sin 60^\circ)$$

$$= 23.985 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

(3) 最大曲げ応力

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{Z_x}$$

$$= \frac{23.985}{452073} \times 10^6$$

$$= 53.1 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a = 120 \text{ N/mm}^2$$

(4) 最大たわみ量

$$\delta = \frac{(W_1 + W_2 \cdot \sin \theta) \cdot L_0^3 \cdot C}{8 \cdot E \cdot I_x}$$

ここに、 E : 縦弾性係数 SM400 E = 2.06 × 10⁵ N/mm²

$$\delta = \frac{(22.460 + 6.865 \times \sin 60^\circ) \times 1.812^3 \times 1000}{8 \times 2.06 \times 10^5 \times 56057003} \times 10^9$$

$$= 1.829 \text{ mm}$$

(5) たわみ度

$$L = \frac{\delta}{L_0 \times 1000}$$

$$= \frac{1.829}{1812} = \frac{1}{991} < \frac{1}{800}$$

5.3 補助横桁

(1) 使用部材

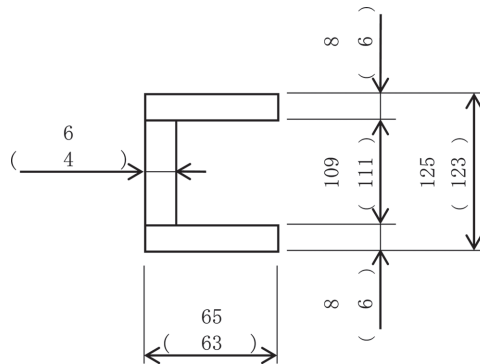
[125×65×6/8 SS400 を使用する。

断面 2 次モーメント $I_x = 3045366 \text{ mm}^4$

断面係数 $Z_x = 49518 \text{ mm}^3$

ウェブ断面積 $A_w = 444.0 \text{ mm}^2$

余裕代は片面 1 mm



(2) 最大曲げモーメント

$$m \leq C$$

$$M_{\max} = \frac{P \cdot m}{24} \times (3 \cdot C^2 - m^2)$$

ここに、 P : 補助横桁にかかる荷重

$$P = W_o \cdot \frac{h+h_1'}{2} = 9.807 \times \frac{2.050+0.838}{2}$$

$$= 14.161 \text{ kN/m}^2$$

m : 補助横桁の間隔 m = 0.600 m

$$M_{\max} = \frac{14.161 \times 0.600}{24} \times (3 \times 1.000^2 - 0.600^2)$$

$$= 0.935 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

(3) 最大曲げ応力

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

$$= \frac{0.935}{49518} \times 10^6$$

$$= 18.9 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a = 120 \text{ N/mm}^2$$

5.4 スキンプレーートの計算

スキンプレーートの計算はDINの式で計算を行なう。

1) スキンプレーート応力： σ

$$\sigma = \frac{1}{100} \cdot K \cdot a^2 \frac{P}{(t - \varepsilon)^2} \cdot 10^{-6}$$

ここに、 K ： b/a による係数

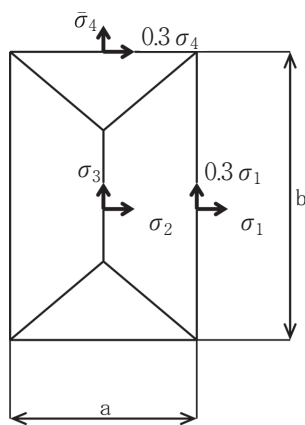
a ：区画の短辺 mm

b ：区画の長辺 mm

P ：区画の水圧 N/m^2

t ：使用板厚 mm

ε ：余裕厚 mm



スキンプレーートの応力分布

K の値

b/a	σ_1	σ_2	σ_3	σ_4
1.00	30.9	13.7	13.7	30.9
1.25	40.3	18.8	13.5	33.9
1.50	45.5	22.1	12.2	34.3
1.75	48.4	23.9	10.8	34.3
2.00	49.9	24.7	9.5	34.3
2.50	50.0	25.0	8.0	34.3
3.00	50.0	25.0	7.5	34.3
∞	50.0	25.0	7.5	34.3

区画	a	b	b/a	K	P	t	ε	σ_1	σ_a
①	600	1000	1.67	47.7	8841	9.0	3.0	42.2	120
②	600	1000	1.67	47.7	11847	9.0	3.0	56.5	120
③	375	600	1.60	46.9	14201	9.0	3.0	26.0	120

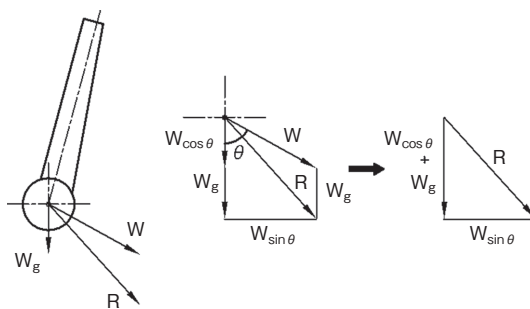
ここに, t : 使用板厚 9.0 mm

ε : 余裕厚 3.0 mm

6. 支 承 部

6.1 支 承

(1) 支 承 荷 重



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

$$R = \sqrt{W^2 + W_g^2 + 2 \cdot W_g \cdot W \cdot \cos \theta}$$

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

$$\text{半開時 } W = W_1 \cdot B_1 = 22.460 \times 3.000 = 67.380 \text{ kN}$$

$$\text{起立時 } W = W_1 \cdot B_1 = 20.065 \times 3.000 = 60.195 \text{ kN}$$

W_1 : 単位長さ当たりの最大水圧荷重

$$\text{半開時 } W_1 = 22.460 \text{ kN/m}$$

$$\text{起立時 } W_1 = 20.065 \text{ kN/m}$$

B_1 : 支承ピッチ間隔

$$B_1 = 3.000 \text{ m}$$

W_g : 支承ピッチ間の扉体自重

$$W_g = W_2 \cdot B_1 = 6.865 \times 3.000 = 20.595 \text{ kN}$$

W_2 : 単位長さ当たりの扉体自重

$$W_2 = 6.865 \text{ kN/m}$$

θ : 起立角度

$$\text{半開時 } \theta = 30.0^\circ$$

$$\text{起立時 } \theta = 75.0^\circ$$

$$\text{半開時 : } R = \sqrt{67.380^2 + 20.595^2 + 2 \times 67.380 \times 20.595 \times \cos 30^\circ} = 85.836 \text{ kN}$$

$$\text{起立時 : } R = \sqrt{60.195^2 + 20.595^2 + 2 \times 60.195 \times 20.595 \times \cos 75^\circ} = 68.479 \text{ kN}$$

また、支承荷重の水平分力： R_H 及び垂直分力： R_V はそれぞれ以下のようにになる。

水平分力： R_H

$$\text{半開時 : } R_H = W \cdot \sin \theta = 67.380 \times \sin 30^\circ = 33.690 \text{ kN}$$

$$\text{起立時 : } R_H = W \cdot \sin \theta = 60.195 \times \sin 75^\circ = 58.144 \text{ kN}$$

垂直分力： R_V

$$\text{半開時 : } R_V = W \cdot \cos \theta + W_g = 67.380 \times \cos 30^\circ + 20.595 = 78.948 \text{ kN}$$

$$\text{起立時 : } R_V = W \cdot \cos \theta + W_g = 60.195 \times \cos 75^\circ + 20.595 = 36.175 \text{ kN}$$

(2) 断面力

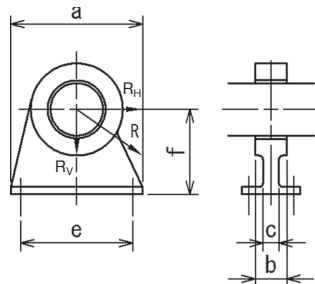
曲げモーメント

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

ここに、 R_H ：支承荷重の水平分力

$$\text{半開時 : } M = 67.380 \times \sin 30^\circ \times 0.380 = 12.802 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\text{起立時 : } M = 60.195 \times \sin 75^\circ \times 0.380 = 22.095 \text{ kN} \cdot \text{m}$$



$$a = 705 \text{ mm} = 0.705 \text{ m}$$

$$e = 570 \text{ mm} = 0.570 \text{ m}$$

$$f = 380 \text{ mm} = 0.380 \text{ m}$$

$$c = 12 \text{ mm} = 0.012 \text{ m}$$

せん断力

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

$$\text{半開時 : } S = 67.380 \times \sin 30^\circ = 33.690 \text{ kN}$$

$$\text{起立時 : } S = 60.195 \times \sin 75^\circ = 58.144 \text{ kN}$$

(3) 軸受ブラケットの曲げ応力と軸方向圧縮力

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

ここに、 A ：軸受ブラケット断面積

$$A = a \times c = 705 \times 12 = 8460 \text{ mm}^2$$

Z：軸受ブラケット断面係数

$$Z = \frac{a^2 \times c}{6} = \frac{705^2 \times 12}{6} = 994050 \text{ mm}$$

$$\sigma_a : \text{許容応力} \quad \text{N/mm}^2$$

$$\begin{aligned} \text{半開時} : \sigma &= \frac{12.802}{994050} \times 10^6 + \frac{78.948}{8460} \times 10^3 \\ &= 22.211 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a = 120 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{SM400}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{起立時} : \sigma &= \frac{22.095}{994050} \times 10^6 + \frac{36.175}{8460} \times 10^3 \\ &= 26.503 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a = 120 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{SM400}) \end{aligned}$$

(4) 軸受ブラケットのせん断応力

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

$$\text{ここに, } \tau_a : \text{許容応力} \quad \text{N/mm}^2$$

$$\text{半開時} : \tau = \frac{33.690}{8460} \times 10^3 = 3.982 \text{ N/mm}^2 < \tau_a = 70 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{SM400})$$

$$\text{起立時} : \tau = \frac{58.144}{8460} \times 10^3 = 6.873 \text{ N/mm}^2 < \tau_a = 70 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{SM400})$$

(5) 軸受の面圧強度

受圧長さは荷重中心に対し60°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。

$$P = \frac{R \times 10^3}{\pi \times D \times b} \times \frac{360}{60}$$

$$\text{ここに, } b : \text{軸受幅} \quad 50.0 \text{ mm}$$

$$R : \text{支承反力} \quad 85.836 \text{ kN}$$

$$D : \text{軸受け軸外径} \quad 457.2 \text{ mm}$$

$$\sigma_{cd} : \text{許容面圧} \quad 23 \text{ N/mm}^2 \text{ (無給油軸受)}$$

$$P = \frac{85.836 \times 10^3}{\pi \times 457.2 \times 50.0} \times \frac{360}{60}$$

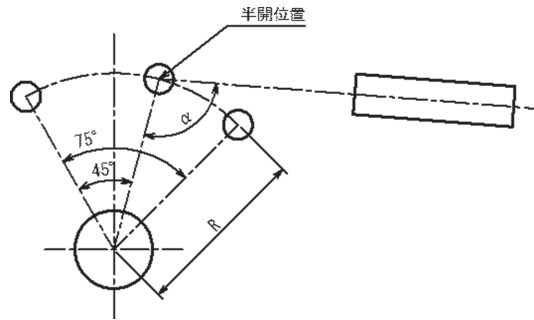
$$= 7.2 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{cd} = 23 \text{ N/mm}^2$$

7. 駆動部の強度

駆動装置は油圧シリンダ駆動トルクアーム式とする。また、油圧ユニットはゲート1門分の操作として計算する。

7.1 油圧シリンダに作用する荷重

最大荷重が作用する半開時、閉操作時にて検討する。



$$F_s = \frac{T_s}{n \cdot R \cdot \sin a} = \frac{540.341}{2 \times 0.900 \times \sin 94^\circ}$$

$$= 300.922 \text{ kN}$$

ここに、	F_s : 油圧シリンダ作用力	kN
	T_s : 最大操作開閉モーメント	540.341 kN·m
	R : アーム長さ	0.900 m
	a : トルクアームと油圧シリンダのなす角	94.0°
	n : 油圧シリンダ本数	2本

7.2 油圧シリンダ

(1) シリンダ径

1) シリンダ発生推力

$$F = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times P_1$$

ここに、 D : シリンダ内径

P_d : 定格圧力 14.0 MPa = 14.0 N/mm²

P_1 : 油圧シリンダ作動圧力 10.8 MPa = 10.8 N/mm²

これよりシリンダ内径 : D は

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s \cdot 10^3}{\pi \cdot P_1}} = \sqrt{\frac{4 \times 300.922 \times 10^3}{\pi \times 10.8}}$$

$F = F_s$ として

D = 188.352 mm これより D = 250 mmとする

したがって、シリンダ発生推力 : F は

$$F = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times P_d \times 10^{-3} = \frac{\pi}{4} \times 250^2 \times 14.0 \times 10^3$$

$$= 687.223 \text{ kN}$$

2) シリンダの強度

シリンダ円周方向の応力

シリンダを薄肉円筒として計算する。

$$\sigma_R = \frac{P_d \cdot D}{2 \cdot t} = \frac{14.0 \times 250}{2 \times 25} = 70 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_a = \frac{400}{5} = 80 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{SM400A})$$

ここに、 t : シリンダの肉厚 25 mm

(2) ストローク

$$S_t = 2 \cdot R \cdot \sin \frac{75^\circ}{2} = 2 \times 0.9 \times \sin \frac{75^\circ}{2}$$

$$= 1.096 \text{ m}$$

(3) 所要油量

$$V = n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S_t = 2 \times \frac{\pi}{4} \times 0.25^2 \times 1.096 = 0.108 \text{ m}^3 = 108 \ell$$

ここに、 n : シリンダ本数 2本

(4) ピストンロッドの強度

1) 圧縮応力

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

ここに、 F : 油圧シリンダ推力 687.223 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 $d_b = 155.670 \text{ mm}$)

$$\sigma_c = \frac{4 \times 687.223 \times 10^3}{\pi \times 155.670^2}$$

$$= 36.1 \text{ N/mm}^2$$

2) 曲げ応力

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。

(a) 摩擦抵抗モーメント

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

$$= 687.223 \times 0.2 \times \frac{0.15}{2}$$

$$= 10.308 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

ここに、 F : 油圧シリンダ推力 687.223 kN μ : 回転部摩擦係数 0.2 d : 回転ピン径 0.15 m

(b) 曲げ応力

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

ここに、 Z : ピストンロッドの断面係数 mm^3

$$Z = \frac{\pi \cdot d_b^3}{32} = \frac{\pi \times 155.670^3}{32} = 370352 \text{ mm}^3$$

d_b : ピストンロッド最小径 155.670 mm

$$\sigma_b = \frac{10.308 \times 10^6}{370352} = 27.8 \text{ N/mm}^2$$

3) 合計応力

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

4) ピストンロッドの座屈強度

(a) ピストンロッドの断面特性

ピストンロッド径 : $d = 160 \text{ mm}$

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

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

$$\text{断面 2 次半径} : r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{32169909}{20106}} = 40 \text{ mm}$$

(b) 境界細長比

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、 λ_g : 境界細長比 λ : 相当細長比

境界細長比は

$$\lambda_g = \pi \sqrt{\frac{E}{0.6 \cdot \sigma_y}} = \pi \times \sqrt{\frac{1.93 \times 10^5}{0.6 \times 345}} = 95.93$$

ここに、 σ_y : 降伏点または耐力 345 N/mm² E : ヤング率 1.93 × 10⁵ N/mm²

(c) 相当細長比

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

ここに、 λ : 相当細長比

- ℓ : 座屈長さ 40 mm
 r : 断面 2 次半径 40 mm
 β : 材端条件 (両端回転, $\beta = 1.0$)
 L : 部材長 3596 mm

$$\lambda = \frac{1.0 \times 3596}{40} = 89.9$$

よって, $\lambda \leq \lambda_g$ であるのでジョーンソンの式を用いて計算する。

(d) 限界座屈応力

$$\sigma_k = \sigma_y \times \left\{ 1 - 0.4 \times \left[\frac{\lambda}{\lambda_g} \right]^2 \right\} = 345 \times \left\{ 1 - 0.4 \times \left[\frac{89.9}{95.93} \right]^2 \right\} = 224 \text{ N/mm}^2$$

5) ピストンロッドの圧縮応力および安全率

(a) 圧縮応力

$$\sigma_o = \frac{F}{A} = \frac{687.223 \times 10^3}{20106} = 34.2 \text{ N/mm}^2$$

ここに,	σ_o : 圧縮応力	N/mm ²
	F : 油圧シリンダ推力	687.223 kN
	A : ピストンロッド断面積	20106 mm ²

(b) 座屈安全率

$$S = \frac{\sigma_k}{\sigma_o} = \frac{224}{34.2} = 6.5 > 4.0$$

ここに,	S : 座屈安全率	6.5
	σ_k : 限界座屈応力	224 N/mm ²

7.3 油圧ポンプ

(1) 定格吐出量

$$Q_P = \frac{1.1 \cdot V \cdot N}{t}$$

ここに,	t : 起立・倒伏時間	20 分
	N : 門数	1 門

$$Q_P = \frac{1.1 \times 108 \times 1}{20} = 5.94 \text{ l/min} < 6.4 \text{ l/min}$$

(2) 電動機出力

$$P_m = \frac{P_d \cdot Q_P \cdot 10^{-3}}{\eta}$$

ここに,	P_d : 定格圧力	14 MPa
	P_1 : 油圧シリンダ作動圧力	10.8 Mpa = 10.8 N/mm ²
	Q_P : 定格吐出量	6.4 l/min = 1.07×10^{-4} m ³ /s
	η : 効率	0.7

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

(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 14.0 MPa

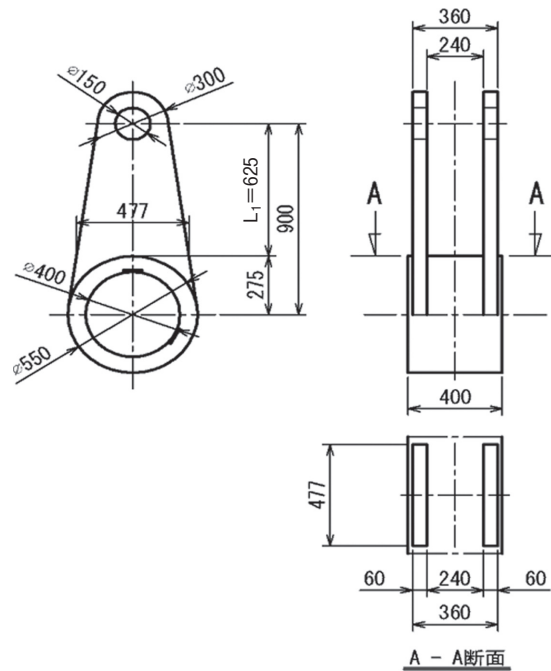
吐 出 量 6.4 ℓ / min

所要動力 2.2 kW

8. 駆 動 部

8.1 トルクアーム

(1) トルクアーム形状



1) 断面特性

A-A断面のx軸まわりの断面2次モーメント

$$I = \frac{360 \times 477^3}{12} - \frac{240 \times 477^3}{12} = 1085313330 \text{ mm}^4$$

断面係数

$$Z = \frac{360 \times 477^2}{6} - \frac{240 \times 477^2}{6} = 4550580 \text{ mm}^3$$

ウェブ断面積

$$A_w = 2 \times 60 \times 477 = 57240 \text{ mm}^2$$

2) A-A断面での曲げモーメント

駆動アームの荷重：Fは油圧シリンダ推力により計算する。

$$M = F \times L_1 = 687.223 \times 0.625$$

$$= 429.514 \text{ kN} \cdot \text{m} = 429.514 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

ここに、 F：駆動アームの荷重（油圧シリンダ推力） 687.223 kN

L₁：アームA-A断面までの距離 0.625 m

3) 曲げ応力

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

$$= \frac{429.514 \times 10^6}{4550580}$$

$$= 94 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a = 98 \text{ N/mm}^2$$

σ_a ：許容曲げ応力（SM490C）

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

4) せん断応力

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

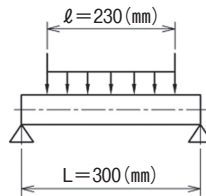
$$= \frac{687.223 \times 10^3}{57240}$$

$$= 12 \text{ N/mm}^2 < \tau_a = 57 \text{ N/mm}^2$$

τ_a ：許容せん断応力

$$\sigma_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}} = \frac{98}{\sqrt{3}} = 57 \text{ N/mm}^2$$

(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



l ：荷重がかかっている範囲 230 mm = 0.230 m

L：連結棒の長さ 300 mm = 0.300 m

1) 曲げモーメント

$$\begin{aligned}
 M &= \frac{F}{8} \cdot (2 \cdot L - \ell) \\
 &= \frac{687.223}{8} \times (2 \times 0.300 - 0.230) \\
 &= 31.784 \text{ kN}\cdot\text{m}
 \end{aligned}$$

2) プッシュの摩擦抵抗によるねじりトルク

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

ここに、 F : 油圧シリンダ推力 687.223 kN
 d : 軸径 150.0 mm = 0.150 m
 μ : プッシュ摩擦係数 0.2

$$\begin{aligned}
 T &= 687.223 \times 0.2 \times \frac{0.15}{2} \\
 &= 10.308 \text{ kN}\cdot\text{m}
 \end{aligned}$$

3) 相当ねじりモーメント

$$\begin{aligned}
 T_e &= \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{31.784^2 + 10.308^2} \\
 &= 33.414 \text{ kN}\cdot\text{m}
 \end{aligned}$$

4) 相当曲げモーメント

$$\begin{aligned}
 M_e &= \frac{1}{2} \times \left\{ M + \sqrt{M^2 + T^2} \right\} \\
 &= \frac{1}{2} \times \left\{ 31.784 + \sqrt{31.784^2 + 10.308^2} \right\} \\
 &= 32.599 \text{ kN}\cdot\text{m}
 \end{aligned}$$

5) 最大曲げ応力

極断面係数

$$\begin{aligned}
 Z_p &= \frac{\pi \cdot d^3}{16} \\
 &= \frac{\pi \times 150.0^3}{16} \\
 &= 662680 \text{ mm}^3
 \end{aligned}$$

最大曲げ応力

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

$$= \frac{32.599 \times 10^6}{\frac{1}{2} \times 662680}$$

$$= 98 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a = 104 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_a : \text{許容曲げ応力} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_b}{5} = \frac{520}{5} = 104 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{SUS304})$$

6) 最大せん断応力

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

$$= \frac{33.414 \times 10^6}{662680}$$

$$= 50 \text{ N/mm}^2 < \tau_e = 60 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_a : \text{許容せん断応力} \quad \tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}} = \frac{104}{\sqrt{3}} = 60 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{SUS304})$$

(3) 連結棒軸受の面圧

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

ここに、 F : 油圧シリンダ推力 687.223 kN

d : 連結棒の直径 150 mm

ℓ : ブッシュ幅 230 mm

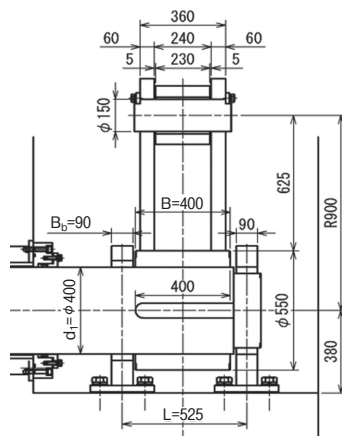
$$p = \frac{687.223 \times 10^3}{150 \times 230}$$

$$= 19.9 \text{ N/mm}^2 < P_a = 23 \text{ N/mm}^2$$

P_a : 許容面圧 23 N/mm² (無給油軸受)

8.2 トルク軸

(1) 駆動軸形状



ここに、	F：油圧シリンダ推力	687.223 kN
	L：軸受間隔	525 mm = 0.525 m
	d ₁ ：駆動軸径	400 mm = 0.400 m
	d ₂ ：駆動軸キー谷径	344 mm = 0.344 m
	B：トルクアーム幅	400 mm = 0.400 m
	B _b ：軸受幅	90 mm = 0.090 m
	ℓ：トルクアーム長	900 mm = 0.900 m

(2) 許容応力度

材 質：SUS304N2 (引張強さ 690 N/mm²)

安全率：鋼製起伏ゲート設計要領（案）2-8による

(曲 げ)

$$\sigma_{\text{ball}} = \frac{690}{5} = 138 \text{ N/mm}^2$$

(せん断)

$$\tau_{\text{all}} = \frac{690}{8.7} = 79 \text{ N/mm}^2$$

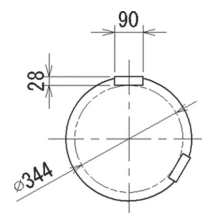
(支 圧)

$$\sigma_{\text{c all}} = \frac{690}{5} \times 1.5 = 207 \text{ N/mm}^2$$

(3) 駆動軸の強度

1) キー谷径での極断面係数：Z_p

$$Z_p = \frac{\pi \times d_2^3}{16} = \frac{\pi \times 344.0^3}{16} = 7992915 \text{ mm}^3$$



キー谷径での断面係数：Z

$$Z = \frac{Z_p}{2} = \frac{7992915}{2} = 3996458 \text{ mm}^3$$

2) 曲げモーメント

$$\begin{aligned} M &= \frac{F}{8} \cdot (2 \cdot L - B) \\ &= \frac{687.223}{8} \times (2 \times 0.525 - 0.400) \\ &= 55.837 \text{ kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

3) 曲げ応力度

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{M \cdot 10^6}{Z} = \frac{55.837 \times 10^6}{3996458} \\ &= 14.0 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b \text{ all}} = 138 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

4) 軸のねじりモーメント

$$\begin{aligned} T &= F \cdot \ell = 687.223 \times 0.900 \\ &= 618.501 \text{ kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

5) ねじり応力度

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{T \cdot 10^6}{Z_p} = \frac{618.501 \times 10^6}{7992915} \\ &= 77.4 \text{ N/mm}^2 < \tau_{\text{all}} = 79 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

6) 軸の相当ねじりモーメント

$$\begin{aligned} M_e &= \frac{1}{2} \times \left\{ M + \sqrt{M^2 + T^2} \right\} = \frac{1}{2} \times \left\{ 55.837 + \sqrt{55.837^2 + 618.501^2} \right\} \\ &= 338.427 \text{ kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

7) 相当曲げ応力度

$$\begin{aligned} \sigma_e &= \frac{M_e \cdot 10^6}{Z} = \frac{338.427 \times 10^6}{3996458} \\ &= 84.7 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b \text{ all}} = 138 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

8) 軸の相当ねじりモーメント

$$\begin{aligned} T_e &= \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{55.837^2 + 618.501^2} \\ &= 621.016 \text{ kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

9) 相当ねじり応力度

$$\begin{aligned} \tau_e &= \frac{T_e \cdot 10^6}{Z_p} = \frac{621.016 \times 10^6}{7992915} \\ &= 77.7 \text{ N/mm}^2 < \tau_{\text{all}} = 79 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

10) キーの支圧応力度

$$P_k = \frac{2T}{h \cdot L \cdot d_1 \cdot n} = \frac{2 \times 618.501 \times 10^6}{28.0 \times 400 \times 400 \times 1.5}$$

$$= 184 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b \text{ all}} = 207 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{SUS304N2})$$

ここに、 h : キーの当り面高さ 28.0 mm

L : キーの当り面長さ 400 mm

d_1 : 軸径 400 mm

n : キーの有効本数 2本 \times 0.75 = 1.5本

11) キーのせん断応力度

$$S_k = \frac{2T}{b \cdot L \cdot d_1 \cdot n} = \frac{2 \times 618.501 \times 10^6}{90.0 \times 400 \times 400 \times 1.5}$$

$$= 57 \text{ N/mm}^2 < \tau_{\text{all}} = 79 \text{ N/mm}^2$$

ここに、 b : キーの幅 90 mm

8.3 軸受ブッシュの面圧強度計算

油圧シリンダ推力に対する面圧を計算する。

$$P_d = \frac{F}{n_b \cdot d_1 \cdot B_b} = \frac{687.223 \times 10^3}{2 \times 400 \times 90}$$

$$= 9.5 \text{ N/mm}^2 < P_a = 23 \text{ N/mm}^2$$

ここに、 F : シリンダ推力 687.223 kN

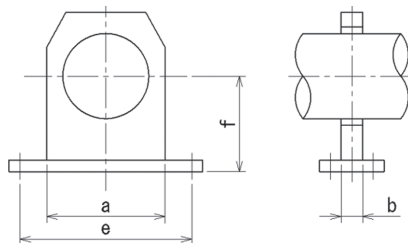
B_b : ブッシュ幅 90 mm

n_b : 軸受数 2個

P_a : 許容面圧 (無給油軸受) 23 N/mm²

8.4 軸受けアンカー部

(1) 軸受の強度



$$a = 550 \text{ mm} = 0.550 \text{ m}$$

$$b = 90 \text{ mm} = 0.090 \text{ m}$$

$$e = 800 \text{ mm} = 0.800 \text{ m}$$

$$f = 380 \text{ mm} = 0.380 \text{ m}$$

1) 曲げモーメント

$$M = F \times f = 687.223 \times 0.380$$

$$= 261.145 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

ここに、 F : 油圧シリンダ推力 687.223 kN

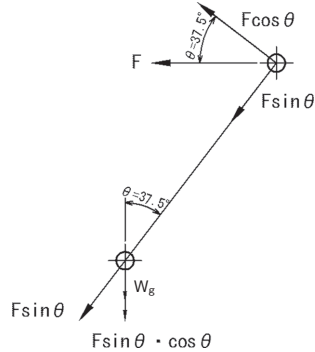
f : 支承ピン高さ 0.380 m

2) セン断力

$$S = F$$

$$= 687.223 \text{ kN}$$

3) 軸受ブラケットの曲げ応力と軸方向圧縮力



4) 曲げと圧縮により発生する応力

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

ここに、 A : 軸受ブラケット断面積

$$A = a \times b = 550 \times 90.0 = 49500 \text{ mm}^2$$

W_g : 軸受間の軸の自重

$$W_g = 0.700 \times 0.525 \times 9.8 = 3.60 \text{ kN}$$

Z : 軸受ブラケット断面係数

$$Z = \frac{a^2 \times b}{6} = \frac{550^2 \times 90}{6} = 4537500 \text{ mm}^3$$

n : 軸受ブラケット数 $n = 2$ 個

許容曲げ応力

$$\sigma_a = \frac{\sigma_b}{5} = \frac{400}{5} = 80 \text{ N/mm}^2 \text{ (SM400C)}$$

$$\sigma = \frac{261.145}{4537500 \times 2} \times 10^6 + \frac{3.60 + 687.223 \times \sin 37.5^\circ \times \cos 37.5^\circ}{49500 \times 2} \times 10^3$$

$$= 29 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a = 80 \text{ N/mm}^2$$

5) 軸受ブラケットのせん断応力

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

$$= \frac{687.223}{49500} \times 10^3$$

$$= 14 \text{ N/mm}^2 < \tau_a = 46 \text{ N/mm}^2$$

ここに、許容せん断応力 使用材質：

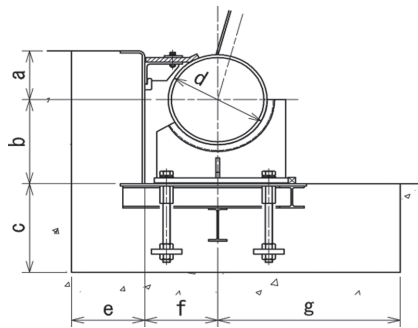
$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}} = \frac{80}{\sqrt{3}} = 46 \text{ N/mm (SM400C)}$$

9. 支承部の標準的箱抜き寸法の例

標準的な支承部構造と箱抜き寸法を以下に示す。

検討条件例

設計水深	扉高 + 0.5 m (下流側0 m)
使用油圧力	14 MPa
トルク 軸材質	STK400, SM400
支承間隔	3.0 m



a寸法

(単位：mm)

径間 \ 扉高	1 m	2 m	3 m
10 m	175	300	500
20 m	200	450	550
30 m	250	550	650

b寸法

(単位：mm)

径間 \ 扉高	1 m	2 m	3 m
10 m	350	600	800
20 m	400	800	900
30 m	500	900	1000

c寸法

(単位：mm)

径間 \ 扉高	1 m	2 m	3 m
10 m	500	500	750
20 m	500	750	750
30 m	500	750	750

d寸法

(単位：mm)

径間 \ 扉高	1 m	2 m	3 m
10 m	350	600	1000
20 m	400	900	1100
30 m	500	1100	1300

e寸法

(単位：mm)

径間 \ 扉高	1 m	2 m	3 m
10m	200	500	500
20m	200	500	500
30m	500	500	600

f寸法

(単位：mm)

径間 \ 扉高	1 m	2 m	3 m
10m	300	400	650
20m	300	600	700
30m	400	700	800

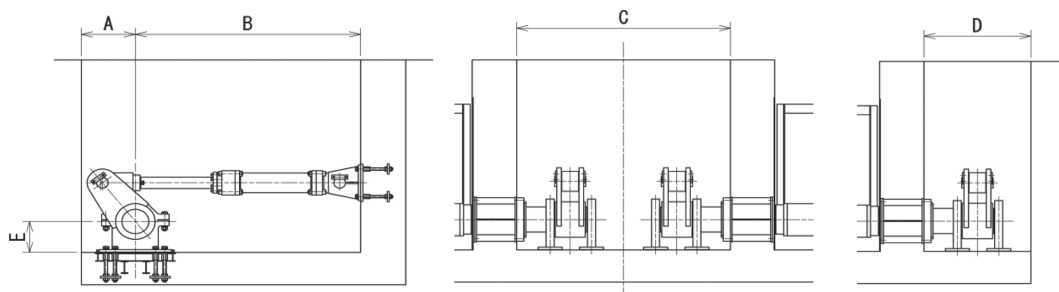
g寸法

(単位：mm)

径間 \ 扉高	1 m	2 m	3 m
10m	750	750	1000
20m	750	1000	1000
30m	750	1000	1250

10. 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：mm)

扉高 \ 径間	1 m	2 m
10 m	600	1100
20 m	600	1200

C寸法 (単位：mm)

扉高 \ 径間	1 m	2 m
10 m	1500	1600
20 m	1500	1800

B寸法 (単位：mm)

扉高 \ 径間	1 m	2 m
10 m	1800	3300
20 m	2200	3500

D寸法 (単位：mm)

扉高 \ 径間	1 m	2 m
10 m	1000	1000
20 m	1000	1200