

## 正誤表(ver.11)

『3次元CADを使って学ぶ 手巻きウインチの設計～SOLIDWORKSによる3Dモデリング～(初版)』  
に誤りがございました。

皆様には大変ご迷惑をおかけしました。ここにお詫びして訂正させていただきます。

(注) 計算に重要ではない日本語表記の誤りについては記していません。

	誤	正
9 ページ 2 行目	表 2-3	表 2-4
18 ページ	表 2-9 の全て	【別紙 1】に示す
19 ページ 3 行目	式(2.5)が一般的な設計の目安となる。	式(2.6)が一般的な設計の目安となる。
21 ページ 12 行目	表 2-8 の JIS G 3444 の規格より	表 2-10 の JIS G 3444 の規格より
27 ページ 1 行目	$F_1 \cdot r_2 \frac{d_2}{2} \cdot \eta_2 = F_3 \cdot \frac{d_3}{2}$ (2.25)	$F_1 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \eta_2 = F_3 \cdot \frac{d_3}{2}$ (2.25)
29 ページ 1 行目	$G = a_{34} - \frac{d_{a2+D+d_w}}{2}$ (2.32)	$G = a_{34} - \left(\frac{d_{a2+D}}{2} + d_w\right)$ (2.32)
29 ページ 2 行目	$a_{34} = \frac{(z_3+z_4)m_2}{2}$ (2.33)	$a_{34} = \frac{(z_3+z_4)m_3}{2}$ (2.33)
29 ページ 3 行目	$d_{a2} = (z_2 + 2)m_1$ (2.34)	$d_{a2} = (z_2 + 2)m_2$ (2.34)
30 ページ 下から 2 行目	言動側からの衝撃	原動側からの衝撃
35 ページ 8 行目	小歯車 1 の歯数 $z_3=22$	小歯車 1 の歯数 $z_1=22$
35 ページ 17 行目	式 (2.30) を変形し歯車の円周力 (許容伝達力) $F$ を求める。	式 (2.31) を変形し歯車の円周力 (許容伝達力) $F$ を求める。
36 ページ 14 行目	式 (2.30) を変形し歯車の円周力 (許容伝達力) $F$ を求める。	式 (2.31) を変形し歯車の円周力 (許容伝達力) $F$ を求める。
36 ページ 11 行目	最大曲げ応力 $\sigma_{b \max}$ は表 2-16 から $\sigma_{b \max}=107\text{N/mm}^2$ である	最大曲げ応力 $\sigma_{b \max}$ は表 2-16 から $\sigma_{b \max}=88\text{N/mm}^2$ である
37 ページ 4 行目	$a_{34} = \frac{(z_3+z_4)m_2}{2} = \frac{(16+157) \times 8}{2} = 692(\text{mm})$ (2.53)	$a_{34} = \frac{(z_3+z_4)m_3}{2} = \frac{(16+157) \times 8}{2} = 692(\text{mm})$ (2.53)
37 ページ 5 行目	$d_{a2} = (z_2 + 2)m_1 = (140 + 2) \times 4 = 568(\text{mm})$	$d_{a2} = (z_2 + 2)m_2 = (140 + 2) \times 4 = 568(\text{mm})$

	誤	正
37 ページ 6 行目	$G = a_{34} - \frac{d_{a2} + D + d_w}{2} = 692 - \frac{568 + 500 + 16}{2} = 150(\text{mm}) \quad (2.54)$	$G = a_{34} - \left( \frac{d_{a2} + D}{2} + d_w \right) = 692 - \left( \frac{568 + 500}{2} + 16 \right) = 142(\text{mm}) \quad (2.54)$
37 ページ 5 行目	隙間 $G$ は 150mm あるため安全である。	隙間 $G$ は 142mm あるため安全である。
37 ページ 10 行目	式(2.35)を用いて全ての歯車の歯車 2 の歯先円直径 $d_a$ を求め	式(2.34)を用いて全ての歯車の歯先円直径 $d_a$ を求め
39 ページ 9 行目	アームの本数 $n$ は歯先円直径 $d_a$ からの式により求められる。	アームの本数 $n$ は歯先円直径 $d_a$ から次の式により求められる。
39 ページ 下から 6 行目	ピッチ円上に作用する力 $F_3$ を求める	ピッチ円上に作用する力 $F_1$ を求める
41 ページ 1 行目	設計したアームの幅 ( $b_1 + 2b_2$ ) は 75mm	設計したアームの幅 ( $b_1 + 2b_2$ ) は 70mm
42 ページ 13 行目	寸法精度や良く	寸法精度が良く
42 ページ 24 行目	垂直成分、水平成分があるおで	垂直成分、水平成分があるので
42 ページ 27 行目	その場所での場所での相当ねじりモーメント	その場所での相当ねじりモーメント
43 ページ 4 行目	それも安全に入るように行く直径を決め、	それも安全に入るように軸の直径を決め、
47 ページ 下から 2 行目	垂直成分： $F_{G2V}$ 、 $R_{1V}$ 、 $R_{2VV}$	垂直成分： $F_{G2V}$ 、 $R_{1V}$ 、 $R_{2V}$
47 ページ 下から 6 行目	歯車の歯面方戦力の	歯車の歯面法線力の
49 ページ 図 2-11 中	$F_{G1}$	$F_{G2}$
53 ページ 下から 5 行目	$R_{2V} = F_B \cdot \frac{c}{l} + F_{G3V} \cdot \frac{l-f}{l} + F_{G2V} \cdot \frac{l-(c+d)}{l}$	$R_{2V} = F_B \cdot \frac{c}{l} + F_{G3V} \cdot \frac{l-f}{l} + F_{G2V} \cdot \frac{(c+d)}{l}$

	誤	正
55 ページ 8 行目	歯車の軸方向に異動しないこと	歯車の軸方向に移動しないこと
55 ページ 下から 5 行目	箇所ある軸受に	箇所にある軸受に
58 ページ 2 行目	$R_{2V} = F_{FV} \cdot \frac{g}{l} + F_{DV} \cdot \frac{g+h}{l}$ $= F_{FV} + F_{DV} - R_{1V}$ $= \frac{W_r}{2} + \frac{W_r}{2} + F_{G3V} - R_{1V}$ (2.104)	$R_{2V} = F_{FV} \cdot \frac{g}{l} + F_{DV} \cdot \frac{g+h}{l}$ $= F_{FV} + F_{DV} - R_{1V}$ $= \frac{W_r}{2} + \frac{W_r}{2} + F_{G3V} - R_{1V}$ (2.104)
61 ページ 式(2.111)	2182(N)	2183(N)
61 ページ 式(2.112)	$2182(N) \cdot \tan 20^\circ \cong 794(N)$	$2183(N) \cdot \tan 20^\circ \cong 795(N)$
62 ページ 式(2.117)	$794(N) - 154(N) = 640(N)$	$795(N) - 154(N) = 641(N)$
62 ページ 式(2.122)	$D_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 376111}{\pi \times 67.5}}$ $\cong 30.50(mm)$	$D_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 368883}{\pi \times 67.5}}$ $\cong 30.31(mm)$
62 ページ 下から 2 行目	表 2-18 から 30.50mm を超える直径の軸を選ぶ。	表 2-18 から 30.31mm を超える直径の軸を選ぶ。
64 ページ 式(2.126)	$F_{G3} = F_3 \cdot \frac{1}{\cos \theta} = 9645(N) \times \frac{1}{\cos 20^\circ} =$ $9063(N)$	$F_{G3} = F_3 \cdot \frac{1}{\cos \theta} = 9645(N) \times$ $\frac{1}{\cos 20^\circ} = 10264(N)$
64 ページ 式(2.128)	$F_{G3V} = F_{G3} \cdot 9063(N) \times$ $\sin(20(\text{deg}) - 13.54(\text{deg}))$ $\cong 1020(N)$	$F_{G3V} = F_{G3} \cdot \sin(\theta - \alpha) =$ $10264(N) \times \sin(20(\text{deg}) -$ $13.54(\text{deg})) \cong 1155(N)$
64 ページ 式(2.129)	$F_{G3H} = F_{G3} \cdot \cos(\theta - \alpha) = 9063(N) \times$ $\cos(20(\text{deg}) - 13.54(\text{deg})) \cong$ $9005(N)$	$F_{G3H} = F_{G3} \cdot \cos(\theta - \alpha)$ $= 10264(N) \times \cos(20(\text{deg}) -$ $13.54(\text{deg})) \cong 10199(N)$
65 ページ 式(2.136)	$R_{1V} = F_B \cdot \frac{l-c}{l} + F_{G2V} \cdot \frac{l-(c+d)}{l} +$ $F_{G3V} \cdot \frac{f}{l}$ $= 13493 \cdot \frac{980-120}{980} + 2182 \cdot$ $\frac{980-(120+670)}{980} + 1020 \cdot \frac{120}{980}$ $= 12389(N)$	$R_{1V} = F_B \cdot \frac{l-c}{l} + F_{G2V} \cdot \frac{l-(c+d)}{l} +$ $F_{G3V} \cdot \frac{f}{l}$ $= 13493 \cdot \frac{980-120}{980} + 2182 \cdot$ $\frac{980-(120+670)}{980} + 1155 \cdot \frac{120}{980}$ $= 12405(N)$

	誤	正
65 ページ 式(2.137)	$R_{2V} = F_B \cdot \frac{c}{l} + F_{G3V} \cdot \frac{l-f}{l} + F_{G2V} \cdot \frac{l-(c+d)}{l}$ $= F_B + F_{G3V} + F_{G2V} - R_{1V} = 13493 + 1162 + 2182 - 12389 = 4448(\text{N})$	$R_{2V} = F_B \cdot \frac{c}{l} + F_{G3V} \cdot \frac{l-f}{l} + F_{G2V} \cdot \frac{l-(c+d)}{l}$ $= F_B + F_{G3V} + F_{G2V} - R_{1V} = 13493 + 1155 + 2182 - 12405 = 4425(\text{N})$
65 ページ 式(2.138)	$R_{1H} = F_{G3H} \cdot \frac{f}{l} + F_{G2H} \cdot \frac{(e+f)}{l}$ $= 10261 \cdot \frac{120}{980} + 794 \cdot \frac{70+120}{980} = 1410(\text{N})$	$R_{1H} = F_{G3H} \cdot \frac{f}{l} + F_{G2H} \cdot \frac{(e+f)}{l}$ $= 10199 \cdot \frac{120}{980} + 794 \cdot \frac{70+120}{980} = 1403(\text{N})$
65 ページ 式(2.139)	$R_{2H} = F_{G3H} \cdot \frac{l-f}{l} + F_{G2H} \cdot \frac{(c+d)}{l}$ $= F_{G3H} + F_{G2H} - R_{1H} = 10261 + 794 - 1410 = 9645(\text{N})$	$R_{2H} = F_{G3H} \cdot \frac{l-f}{l} + F_{G2H} \cdot \frac{(c+d)}{l}$ $= F_{G3H} + F_{G2H} - R_{1H} = 10199 + 794 - 1403 = 9590(\text{N})$
66 ページ 式(2.141)	$M = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}$ $= \sqrt{1486680^2 + 169200^2} = 1496277$	$M = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}$ $= \sqrt{1488600^2 + 169200^2} = 1498185$
66 ページ 式(2.142)	$T = F_{G3} \cdot \cos \theta \cdot \frac{d_3}{2} = W_r \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{d_3}{d_4} \cdot \frac{1}{\eta_2 \cdot \eta_3}$	$T = T_B = W_r \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{d_3}{d_4} \cdot \frac{1}{\eta_2 \cdot \eta_3}$
66 ページ 式(2.143)	$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{1496277^2 + 602051^2} = 1612858$ $(\text{N} \cdot \text{mm})$	$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{1498185^2 + 602051^2} = 1614628$ $(\text{N} \cdot \text{mm})$
66 ページ 式(2.145)	$D_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1612858}{\pi \times 67.5}} \doteq 49.56(\text{mm})$	$D_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1614628}{\pi \times 67.5}} \doteq 49.57(\text{mm})$
66 ページ 下から 3行目	表 2-18 から 49.56mm を超える直径の軸を選ぶ。	表 2-18 から 49.57mm を超える直径の軸を選ぶ。
68 ページ 式(2.146)	$F_{G3V} \doteq 1020(\text{N})$	$F_{G3V} \doteq 1155(\text{N})$
68 ページ 式(2.146)	$F_{G3H} \doteq 9005(\text{N})$	$F_{G3H} \doteq 10199(\text{N})$
68 ページ 式(2.149)	$F_{DV} = \frac{W_r}{2} + F_{G3V} = 11000(\text{N}) + 1020(\text{N}) = 12020(\text{N})$	$F_{DV} = \frac{W_r}{2} + F_{G3V} = 11000(\text{N}) + 1155(\text{N}) = 12155(\text{N})$
68 ページ 式(2.151)	$F_{DH} = F_{G3H} = 9005(\text{N})$	$F_{DH} = F_{G3H} = 10199(\text{N})$
68 ページ 式(2.152)	$R_{1V} = F_{FV} \cdot \frac{h+f}{l} + F_{DV} \cdot \frac{f}{l}$ $= 11000(\text{N}) \times \frac{680(\text{mm})+120(\text{mm})}{980(\text{mm})} + 12020(\text{N}) \times \frac{120(\text{mm})}{980(\text{mm})} = 10551(\text{N})$	$R_{1V} = F_{FV} \cdot \frac{h+f}{l} + F_{DV} \cdot \frac{f}{l}$ $= 11000(\text{N}) \times \frac{680(\text{mm})+120(\text{mm})}{980(\text{mm})} + 12155(\text{N}) \times \frac{120(\text{mm})}{980(\text{mm})} = 10468(\text{N})$

	誤	正
68 ページ 式(2.153)	$R_{2V} = F_{FV} \cdot \frac{g}{l} + F_{DV} \cdot \frac{g+h}{l}$ $= F_{FV} + F_{DV} - R_{1v}$ $= 11000(N) + 12020(N) - 10551(N) = 12469(N)$	$R_{2V} = F_{FV} \cdot \frac{g}{l} + F_{DV} \cdot \frac{g+h}{l}$ $= F_{FV} + F_{DV} - R_{1v}$ $= 11000(N) + 12155(N) - 10468(N) = 12687(N)$
69 ページ 式(2.154)	$R_{1H} = F_{FH} \cdot \frac{h+f}{l} + F_{DH} \cdot \frac{f}{l}$ $= F_{G3H} \cdot \frac{f}{l} = 9005(N) \cdot \frac{120(mm)}{980(mm)}$ $= 1103(N)$	$R_{1H} = F_{FH} \cdot \frac{h+f}{l} + F_{DH} \cdot \frac{f}{l}$ $= F_{G3H} \cdot \frac{f}{l} = 10199(N) \cdot \frac{120(mm)}{980(mm)}$ $= 1249(N)$
69 ページ 式(2.155)	$= 9005(N) - 1103(N) = 7902(N)$	$= 10199(N) - 1249(N) = 8950(N)$
69 ページ 式(2.157)	$M = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} =$ $\sqrt{1899180^2 + 198540^2} = 1909529$ (N・mm)	$M = \sqrt{M_V^2 + M_H^2} =$ $\sqrt{1884240^2 + 224820^2} = 1897605$ (N・mm)
70 ページ 式(2.160)	$D_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1909529}{\pi \times 184.4}}$ $= 46.42(mm)$	$D_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1897605}{\pi \times 184.4}}$ $= 47.15(mm)$
70 ページ 7 行目	表 2-19 から 46.42mm を超える直径の軸を選ぶ。	表 2-19 から 47.15mm を超える直径の軸を選ぶ。
79 ページ 2 行目	クラックアームの根元に	クランクアームの根元に
79 ページ 表 2-22	表 2-22 角穴の基準寸法 (旧 JIS B 2602)	表 2-22(B) 角穴の基準寸法 (旧 JIS B 2602)
82 ページ 下から 6 行目	$p = \frac{W}{D_j l} = \frac{1871.8(N)}{27(mm) \times 70(mm)}$ $\cong 0.99(N/mm^2)$ (2.176)	$p = \frac{R_2}{D_j l} = \frac{1871.8(N)}{27(mm) \times 70(mm)}$ $\cong 0.99(N/mm^2)$ (2.176)
83 ページ 下から 6 行目	$p = \frac{W}{D_j l} = \frac{10621.2(N)}{45(mm) \times 90(mm)} \cong$ $2.62(N/mm^2)$ (2.182)	$p = \frac{R_2}{D_j l} = \frac{10621.2(N)}{45(mm) \times 90(mm)}$ $\cong 2.62 \left( \frac{N}{mm^2} \right)$ (2.182)
84 ページ 6 行目	直径 $D_j$ およびラム軸の直径 $D_3$ は	直径 $D_j$ およびドラム軸の直径 $D_3$ は
84 ページ 11 行目	厚さ $t$ を 8mm	厚さ $t=8mm$
83 ページ 下から 8 行目	$p = \frac{W}{D_j l} = \frac{15019(N)}{50(mm) \times 90(mm)}$ $\cong 3.34(N/mm^2)$ (2.187)	$p = \frac{R_D}{D_j l} = \frac{15019(N)}{50(mm) \times 90(mm)}$ $\cong 3.34(N/mm^2)$ (2.187)
83 ページ 下から 1 行目	表 2-18 に示す軸の直径から	表 2-19 に示す軸の直径から

	誤	正
86 ページ 4 行目	$\sigma_{ft}=598\text{N/mm}^2$ 以上	$\sigma_{ft}=568\text{N/mm}^2$ 以上
86 ページ 5 行目	$\tau_a=66.4\text{ N/mm}^2$	$\tau_a=63.1\text{ N/mm}^2$
86 ページ 6 行目	$\sigma_a=119.6\text{ N/mm}^2$	$\sigma_a=113.6\text{ N/mm}^2$
86 ページ 式 (2.188) 中	$\leq \tau_a = 66.4(\text{N/mm}^2)$	$\leq \tau_a = 63.1(\text{N/mm}^2)$
86 ページ 式 (2.189) 中	$\leq \sigma_{ca} = 119.6 (\text{N/mm}^2)$	$\leq \sigma_{ca} = 113.6 (\text{N/mm}^2)$
87 ページ 式 (2.191) 中	$\leq \tau_a = 66.4(\text{N/mm}^2)$	$\leq \tau_a = 63.1(\text{N/mm}^2)$
87 ページ 式 (2.192) 中	$\leq \sigma_{ca} = 119.6 (\text{N/mm}^2)$	$\leq \sigma_{ca} = 113.6 (\text{N/mm}^2)$
88 ページ 3 行目	表 2-22	表 2-22(B)
88 ページ 下から 2 行目	にぎり部軸の軸径にあわせて両端に M30 のめねじを加工し、M16 のナットでにぎり部軸にパイプを保持できるようにする。	にぎり部軸の軸径にあわせてクランクハンドルの片側に M30 のめねじを加工し、にぎり部軸に M30 のおねじを加工して取り付けることで、パイプを保持できるようにする。
96 ページ 2 行目	JIS B 1004 に準じてした下穴を開ける。	JIS B 1004 に準じて下穴を開ける。
96 ページ 15 行目	張力に比べて小さいので、張側の止め金具の軸径	張力に比べて小さいので、引張側の止め金具の軸径
97 ページ 式(2.221)	$\tau = \frac{P_b}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4P_b}{\pi d_{b1}^2} \leq \tau_a$	$\tau = \frac{P_b}{\frac{\pi d_{b1}^2}{4}} = \frac{4P_b}{\pi d_{b1}^2} \leq \tau_a$
98 ページ 式(2.223)	$M = T_{b1} \cdot c$	$M = T_{B1} \cdot c$
98 ページ 式(2.225)	$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{3T_{B1} \cdot c \cdot h_{b1}(l_{b1} + l_{b2})}{t_{b1}(h_{b1}^3 - d_{b1}^3)} \leq \sigma_b$	$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{3T_{B1} \cdot c \cdot h_{b1}}{t_{b1}(h_{b1}^3 - d_{b1}^3)} \leq \sigma_b$
98 ページ 11 行目	許容応力 $\sigma_b$ とより小さくなるように	許容応力 $\sigma_b$ より小さくなるように
99 ページ 図 2-33	図 2-33 中の $t_l$ の図示の間違い	【別紙 2】に示す
99 ページ 図 2-33	図 2-33 緩み側のブレーキ帯の固定の模式図	図 2-33 引張側のブレーキ帯の固定の模式図

	誤	正
100 ページ 表 2-33	表 2-33 の全て	【別紙 3】に示す
101 ページ 図 2-34	図 2-34 中の $t_2$ の図示の間違い	【別紙 4】に示す
103 ページ ～ 109 ページ 「2.8.2 ブ レーキの設 計例」	「2.8.2 ブレーキの設計例」の全て	【別紙 5】を参照

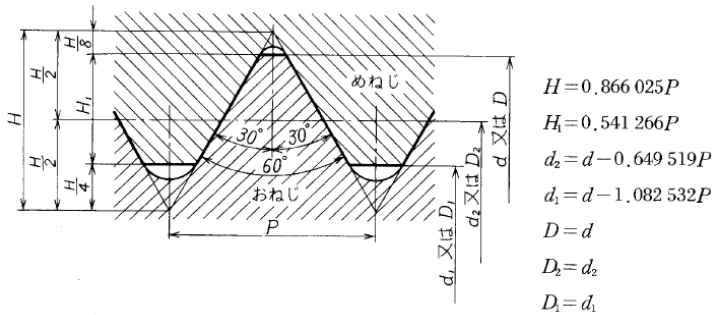
	誤	正
113 ページ 6 行目	つめの概略図を図 2-39 に示す。	つめの概略図を図 2-40 に示す。
116 ページ 8 行目	ツリ金具	吊り金具
120 ページ 10 行目	ツリ金具	吊り金具
38 ページ 図 2-8 中	ボス	ハブ
39 ページ 4 行目 113 ページ 8 行目 115 ページ 下から 5 行目	ボス	ハブ

【別紙 1】

表 2-9 一般メートルねじ並目の基準寸法 (JIS B 0205 一部抜粋)

(単位 mm)

ねじの呼び		ピッチ $P$	ひっかかりの高さ $H_1$	めねじ		
ねじの呼び	順位			谷の径 $D$	有効径 $D_2$	内径 $D_1$
				おねじ		
			外径 $d$	有効径 $d_2$	谷の径 $d_1$	
M5×0.8	1	0.8	0.433	0.433	5.000	4.134
M6	1	1	0.541	0.541	6.000	4.917
M7	2	1	0.541	0.677	7.000	5.917
M8	1	1.25	0.677	0.677	8.000	6.647
M9	3	1.25	0.677	0.677	9.000	7.647
M10	1	1.5	0.812	0.812	10.000	8.376
M11	3	1.5	0.812	0.812	11.000	9.376
M12	1	1.75	0.947	0.947	12.000	10.106
M14	2	2	1.083	1.083	14.000	11.835
M16	1	2	1.083	1.083	16.000	13.835
M18	2	2.5	1.353	1.353	18.000	15.294
M20	1	2.5	1.353	1.353	20.000	17.294
M22	2	2.5	1.353	1.353	22.000	19.294
M24	1	3	1.624	1.624	24.000	20.752
M27	2	3	1.624	1.624	27.000	23.752





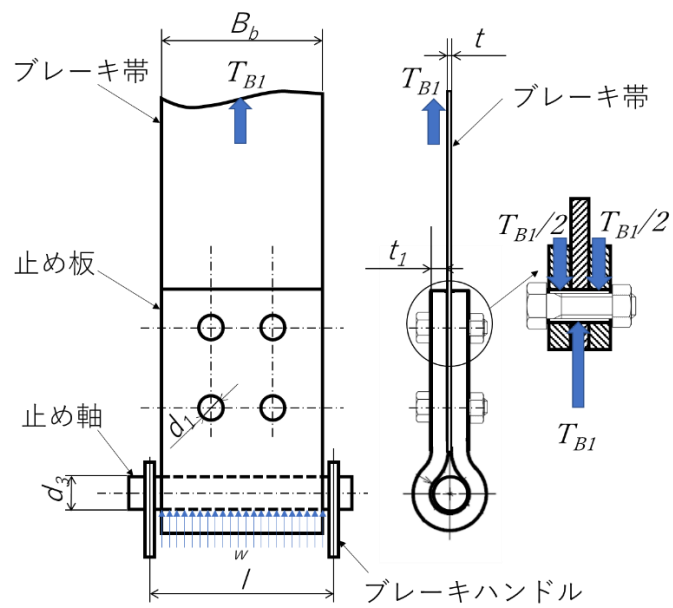
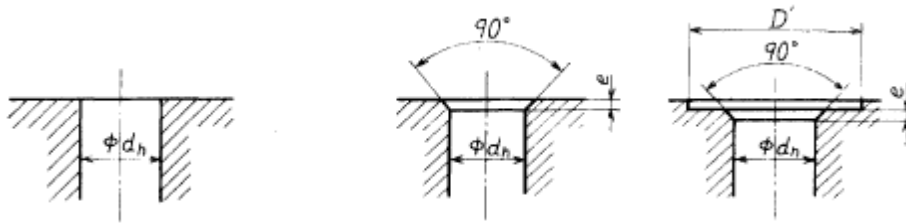


図 2-33 緩み側のブレーキ帯の固定の模式図

【別紙 3】

表 2-33 下穴径 (メートル並目ねじ) (JIS B 1001)



ねじの 呼び径	ボルト穴径 $d_h$				面取り $e$	ざぐり径 $D'$
	1級	2級	3級	4級 (1)		
1	1.1	1.2	1.3	—	0.2	3
1.2	1.3	1.4	1.5	—	0.2	4
1.4	1.5	1.6	1.8	—	0.2	4
1.6	1.7	1.8	2	—	0.2	5
*1.7	1.8	2	2.1	—	0.2	5
1.8	2.0	2.1	2.2	—	0.2	5
2	2.2	2.4	2.6	—	0.3	7
2.2	2.4	2.6	2.8	—	0.3	8
*2.3	2.5	2.7	2.9	—	0.3	8
2.5	2.7	2.9	3.1	—	0.3	8
*2.6	2.8	3	3.2	—	0.3	8
3	3.2	3.4	3.6	—	0.3	9
3.5	3.7	3.9	4.2	—	0.3	10
4	4.3	4.5	4.8	5.5	0.4	11
4.5	4.8	5	5.3	6	0.4	13
5	5.3	5.5	5.8	6.5	0.4	13
6	6.4	6.6	7	7.8	0.4	15
7	7.4	7.6	8	—	0.4	18
8	8.4	9	10	10	0.6	20
10	10.5	11	12	13	0.6	24
12	13	13.5	14.5	15	1.1	28
14	15	15.5	16.5	17	1.1	32
16	17	17.5	18.5	20	1.1	35
18	19	20	21	22	1.1	39
20	21	22	24	25	1.2	43
22	23	24	26	27	1.2	46
24	25	26	28	29	1.2	50
27	28	30	32	33	1.7	55

【別紙 4】

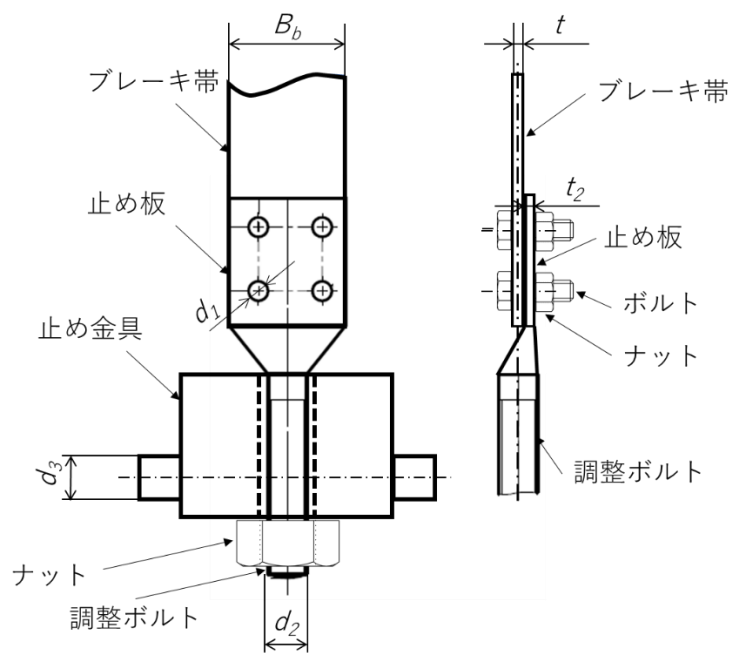


図 2-34 緩み側のブレーキ帯の固定の模式図

【別紙 5】

2.8.2 ブレーキの設計例

ここでは帯ブレーキ（バンドブレーキ）を採用する。また、ブレーキドラムの材質は鋳鉄、ブレーキ帯の材質は鋼板とする。

(1) ブレーキドラム、ブレーキ帯

中間軸の直径  $D_2$  が  $D_2=50\text{mm}$  であるため、表 2-29 と表 2-30 からブレーキドラムの直径  $D_b$  を仮に  $D_b=300\text{mm}$  とする。

ブレーキドラムに作用する力  $F_B$  を求める。回転力  $T_B$  を次式で求める。

$$T_B = \frac{W_r \cdot D \cdot d_3}{2d_4 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3} = \frac{22000(\text{N}) \times 500(\text{mm}) \times 128(\text{mm})}{2 \times 1256(\text{mm}) \times 0.95 \times 0.98} = 602051(\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (2.128)$$

ブレーキドラムの回転力  $T'$  は次式で表される。

$$T' = (1.2 \sim 1.5) T_B \cdot \frac{2}{D_b} = (1.2 \sim 1.5) \times 602051(\text{N} \cdot \text{mm}) \cdot \frac{2}{300(\text{mm})} \\ = 4816 \sim 6021(\text{N}) \quad (2.129)$$

ここで、最大の回転力  $T'=6021\text{N}$  とする。

表 2-31 から鋳鉄と鋼板の摩擦係数  $\mu$  は  $\mu=0.15 \sim 0.20$  なので、ここでは  $\mu=0.20$  とする。ドラム  $\beta$  を  $\beta=220^\circ=3.84\text{rad}$  として、ブレーキにかかる力  $T_{B1}$ 、 $T_{B2}$  を次式から求める。

$$T_{B1} = T' \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta}-1} = 6021(\text{N}) \times \frac{e^{0.2 \times 3.84}}{e^{0.2 \times 3.84}-1} = 11231(\text{N}) \quad (2.130)$$

$$T_{B2} = T' \frac{1}{e^{\mu\beta}-1} = 6021(\text{N}) \times \frac{1}{e^{0.2 \times 3.84}-1} = 5211(\text{N}) \quad (2.131)$$

求めたブレーキにかかる力  $T_{B1}$ 、 $T_{B2}$  を次式に代入しブレーキドラムに作用する力  $F_B$  を求める。

$$F_B = T_{B1} + T_{B2} = 11231(\text{N}) + 5211(\text{N}) = 16442(\text{N}) \quad (2.132)$$

図 2-32 に示す O 点まわりの支点に関する力のモーメントのつり合いからブレーキレバーに加える力  $F$  を求める。

ここでは、仮に  $a=600\text{mm}$ 、 $b=80\text{mm}$ 、 $c=30\text{mm}$  とする。

$$F = \frac{T_{B2} \cdot b - T_{B1} \cdot c}{a} = \frac{5211(\text{N}) \times 80(\text{mm}) - 11231(\text{N}) \times 30(\text{mm})}{600(\text{mm})} = 133.2(\text{N}) \quad (2.233)$$

表 2-32 の手動のブレーキレバーの力量は  $196\text{N}$  であるので、それ以下の力量であるため、 $a$ 、 $b$ 、 $c$  の寸法を  $a=600\text{mm}$ 、 $b=80\text{mm}$ 、 $c=30\text{mm}$  とする。

ブレーキドラムの直径  $D_b$  を仮に  $D_b=300\text{mm}$  としたので、表 2-30 からブレーキ帯の幅  $B_b$  を  $B_b=50\text{mm}$  とし、次式に代入し、ブレーキ帯の圧力を求める。

$$p_1 = \frac{2T_{B1}}{B_b D_b} = \frac{2 \times 11231(\text{N})}{50(\text{mm}) \times 300(\text{mm})} = 1.5(\text{N}/\text{mm}^2) > P = 0.98(\text{N}/\text{mm}^2) \quad (2.234)$$

ブレーキ帯の幅  $B_b$  を  $B_b=50\text{mm}$  とした場合では最大圧力  $p_1$  は許容圧力  $P$  以上である。このままのブレーキ帯の幅  $B_b$  を採用できない。

$D_b=300\text{mm}$  と仮決定したため、最大圧力  $p_1$  が許容圧力  $P$  以上となったと考えられる。そこで、表 2-30 からブレーキドラムの直径  $D_b$  を  $D_b=350\text{mm}$  または  $D_b=400\text{mm}$  と変更し再度計算する。

●  $D_b=350\text{mm}$  と仮決定した場合

$$T' = (1.2 \sim 1.5) T_B \cdot \frac{2}{D_b} \\ = (1.2 \sim 1.5) \times 602051(\text{N} \cdot \text{mm}) \cdot \frac{2}{350(\text{mm})} = 4128 \sim 5160(\text{N})$$

$$T_{B1} = T' \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta}-1} = 5160(\text{N}) \times \frac{e^{0.2 \times 3.84}}{e^{0.2 \times 3.84}-1} = 9627(\text{N})$$

$$T_{B2} = T' \frac{1}{e^{\mu\beta}-1} = 5160(\text{N}) \times \frac{1}{e^{0.2 \times 3.84}-1} = 4466(\text{N})$$

$$F_B = T_{B1} + T_{B2} = 9627(N) + 4466(N) = 14093(N)$$

$$F = \frac{T_{B2} \cdot b - T_{B1} \cdot c}{a} = \frac{4466(N) \times 80(mm) - 9627(N) \times 30(mm)}{600(mm)} \approx 114(N)$$

ブレーキドラムの直径  $D_b$  を仮に  $D_b=350mm$  としたので、表 2-30 からブレーキ帯の幅  $B_b$  を  $B_b=60mm$  とし、次式に代入し、ブレーキ帯の圧力  $p_1$  を求める。

$$p_1 = \frac{2T_{B1}}{B_b D_b} = \frac{2 \times 9627(N)}{60(mm) \times 350(mm)} = 0.92(N/mm^2) < P=0.98(N/mm^2)$$

最大圧力  $p_1$  は許容圧力  $P$  以下であるが許容圧力  $P$  以上に近い値のため、余裕を見て設計し直したい。

●  $D_b=400mm$  と仮決定した場合

$$T' = (1.2 \sim 1.5) T_B \cdot \frac{2}{D_b}$$

$$= (1.2 \sim 1.5) \times 602051(N \cdot mm) \cdot \frac{2}{340(mm)} = 3612 \sim 4515(N)$$

$$T_{B1} = T' \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} = 4515(N) \times \frac{e^{0.2 \times 3.84}}{e^{0.2 \times 3.84} - 1} = 8423(N)$$

$$T_{B2} = T' \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} = 4515(N) \times \frac{1}{e^{0.2 \times 3.84} - 1} = 3908(N)$$

$$F_B = T_{B1} + T_{B2} = 8423(N) + 3908(N) = 12331(N)$$

$$F = \frac{T_{B2} \cdot b - T_{B1} \cdot c}{a} = \frac{3908(N) \times 80(mm) - 8423(N) \times 30(mm)}{600(mm)} \approx 99.9(N)$$

ブレーキドラムの直径  $D_b$  を仮に  $D_b=400mm$  としたので、表 2-30 からブレーキ帯の幅  $B_b$  を  $B_b=70mm$  とし、次式に代入し、ブレーキ帯の圧力  $p_1$  を求める。

$$p_1 = \frac{2T_{B1}}{B_b D_b} = \frac{2 \times 9627(N)}{70(mm) \times 400(mm)} = 0.60(N/mm^2) < P=0.98(N/mm^2)$$

最大圧力  $p_1$  は許容圧力  $P$  以下である。

したがって、ここでは表 2-30 から  $D_b=400mm$ 、 $B_b=70mm$ 、ブレーキ帯の厚さ  $t=4mm$  とする。

<別解> もし、レイアウトの関係上、ドラムブレーキの直径  $D_b$  をこれ以上大きくできない場合

$D_b=300mm$  のままブレーキ帯の幅  $B_b$  を変更することになる。つまり、許容応力  $P=0.98N/mm^2$  からブレーキ帯の幅  $B_b$  を決めることにする。

$$B_b = \frac{2T_{B1}}{D_b \cdot P} = \frac{2 \times 11231(N)}{300(mm) \times 0.98(N/mm^2)} = 76.4(mm) \quad (2.235)$$

余裕を見てブレーキ帯の幅  $B_b$  を  $B_b=80mm$  とすることができる。この値は、 $B_b < 0.4 \times D_b = 0.4 \times 300(mm) = 120(mm)$  以下であるためこの寸法でも問題ないことを確認できる。ブレーキ帯の幅  $B_b$  の増加にともない、ブレーキドラムの幅  $B$  を  $B=80mm$  とする。

このようにブレーキ帯の幅を変更することで対応可能である。

ブレーキ帯の厚さ  $t$  は「(3)ブレーキ帯の厚さの検証」で耐えられる厚さとすることが可能である。

(2) 止め板、止め金具

・引張側

ボルトの径を決定する。既に求めたとおりブレーキ帯の引張側に作用している張力  $T_{B1}$  は  $T_{B1}=8423N$  である。

ブレーキ帯を止め板にボルト 4 本で固定するとする。ボルトの材質を軟鋼とすると表 2-8 からせん断の動荷重の許容せん断応力  $\tau_a$  は  $48 \sim 80N/mm^2$  であることがわかる。ここでは最大値である  $\tau_a=80N/mm^2$  とする。

ボルトの谷の径  $d_l$  は次式から求められる。

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2T_{B1}}{n\pi\tau_a}} = \sqrt{\frac{2 \times 8423(N)}{4 \times \pi \times 80(N/mm^2)}} \doteq 4.09(mm) \quad (2.236)$$

表 2-9 から谷の径  $d_1$  が 4.09mm 以上であれば M6 であるが、安全を見て M8 とする。表 2-33 を参考に JIS B 1004 に準じてした下穴を開けるのであれば直径 9mm で開けることにする。

止め板の形状を決定する。ブレーキ帯の幅  $B_b$  を  $B_b=70mm$  としたので、止め板の幅も 70mm とする。止め板の材質を軟鋼とする。表 2-8 から軟鋼の動的荷重の許容引張応力  $\sigma_t$  は 60~100N/mm<sup>2</sup> であることがわかる。ここでは最大値である  $\sigma_t=100N/mm^2$  を採用する。

図 2-33 中の止め板の幅と止め軸と接している箇所の幅を次の通りとする。巻胴に干渉しないことを確認した上でブレーキ帯の幅  $B_b=70mm$  と同じ幅とする。干渉する場合は、止め軸の箇所を狭めても良い。下穴を 9mm としたため、止め板の幅から下穴を引いた値  $b_s$  は  $b_s=70-(2 \times 9)=52mm$  となる。したがって、止め板の厚さ  $t_1$  は次式で求められる。

$$t_1 \geq \frac{T_{B1}}{2b_s\sigma_t} = \frac{8423(N)}{2 \times 52(mm) \times 100\left(\frac{N}{mm^2}\right)} \doteq 0.8(mm) \quad (2.237)$$

安全面を見て、止め板の厚さ  $t_1$  を  $t_1=4mm$  とする。

止め軸の直径  $d_3$  を求める。巻胴に干渉しない幅であり、ブレーキ帯の幅  $B_b=70mm$  と図 2-35 に示すブレーキレバーの厚さ  $t_{bl}$  を仮に  $t_{bl}=10mm$  とし、止め板とブレーキ帯の隙間  $g_l$  を  $g_l=0.5mm$  ずつにするとブレーキレバーの幅  $W_{bl}$  は  $W_{bl}=B_b+2 \times g_l+2 \times t_{bl}=70mm+2 \times 0.5mm+2 \times 10mm=91mm$  となる。したがって、 $l$  は  $l=81mm$  となる。

止め軸の材質を軟鋼とし、表 2-8 から軟鋼の動的荷重の許容曲げ応力  $\sigma_b$  は 60~100N/mm<sup>2</sup> であることがわかる。ここでは最大値である  $\sigma_b=100N/mm^2$  を採用する。

次式から止め軸の直径  $d_3$  を求めることができる。

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{4T_{B1}l}{\pi\sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 8423(N) \times 81(mm)}{\pi \times 100\left(\frac{N}{mm^2}\right)}} \doteq 20.6(mm) \quad (2.238)$$

したがって、表 2-19 から止め軸の直径  $d_3$  を  $d_3=25mm$  とする。

#### ・緩み側

ボルトの径を決定する。既に求めたとおりブレーキ帯の引張側に作用している張力  $T_{B2}$  は  $T_{B2}=3908N$  である。

ブレーキ帯を止め板にボルト 4 本で固定するとする。ボルトの材質を軟鋼とすると表 2-8 からせん断の動荷重の許容せん断応力  $\tau_a$  は 48~80N/mm<sup>2</sup> であることがわかる。ここでは最大値である  $\tau_a=80N/mm^2$  とする。

ボルトの谷の径  $d_1$  は次式から求められる。

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4T_{B2}}{n\pi\tau_a}} = \sqrt{\frac{4 \times 3908(N)}{4 \times \pi \times 80\left(\frac{N}{mm^2}\right)}} \doteq 2.79(mm) \quad (2.239)$$

表 2-9 から谷の径  $d_1$  が 2.79mm 以上であれば M5×0.8 でよいが、安全を見て M8 とする。表 2-33 を参考に JIS B 1001 に準じてした下穴を開けるのであれば直径 9mm で開けることにする。

止め板の形状を決定する。ブレーキ帯の幅  $B_b$  を  $B_b=70mm$  としたので、止め板の幅も 70mm とする。止め板の材質を軟鋼とする。表 2-8 から軟鋼の動的荷重の許容引張応力  $\sigma_t$  は 60~100N/mm<sup>2</sup> であることがわかる。ここでは最大値である  $\sigma_t=100N/mm^2$  を採用する。

下穴を 9mm としたため、止め板の幅から下穴を引いた値  $b_s$  は  $b_s=70-(2 \times 9)=52mm$  となる。したが

って、止め板の厚さ  $t_2$  は次式で求められる。

$$t_2 \geq \frac{T_{B2}}{2b_s\sigma_t} = \frac{3908(N)}{2 \times 52(mm) \times 100(N/mm^2)} \cong 0.38(mm) \quad (2.240)$$

安全面を見て、止め板の厚さ  $t_2$  を  $t_2=4mm$  とする。

止め軸の材質を軟鋼とし、表 2-8 から軟鋼の動的荷重の許容引張応力  $\sigma_t$  は  $60 \sim 100N/mm^2$  であることがわかる。ここでは最大値である  $\sigma_t=100N/mm^2$  を採用する。調整ボルトの呼び径を求める。調整ボルトの谷の径を  $d_2$  とすると、次式から調整ボルトの谷の径  $d_2$  を求めることができる。

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{4T_{B2}}{\pi\sigma_t}} = \sqrt{\frac{4 \times 3908(N)}{\pi \times 100 \left(\frac{N}{mm^2}\right)}} \cong 7.05(mm) \quad (2.241)$$

表 2-9 から谷の径  $d_2$  が  $7.05mm$  以上であれば M9 であるが、安全を見て M20 とする。

図 2-34 に示す緩み側の金具の軸径  $d_3$  は引張側の止め金具の軸径と同じ  $d_3=25mm$  とする。

### (3) ブレーキ帯の厚さの検証

引張側止め板との接合部の強度からこれまでに決定したブレーキ帯の厚さ  $t=4mm$  が妥当かを検証する。結合部において、ブレーキ帯の幅から下穴を引いた値を  $b_s$  とすると、 $b_s$  は既に求めたとおり  $b_s=52mm$  である。ブレーキ帯の材質は鋼板としているため、表 2-8 から軟鋼の動的荷重の許容引張応力  $\sigma_t$  は  $60 \sim 100N/mm^2$  であることがわかる。ここでは  $\sigma_t=100N/mm^2$  として次式からブレーキ帯に生じる引張応力  $\sigma$  を得る。

$$\sigma = \frac{T_{B1}}{t \cdot b_s} = \frac{8423(N)}{4(mm) \times 52(mm)} \cong 40.5 \leq \sigma_t = 100(N/mm^2) \quad (2.242)$$

ブレーキ帯に生じる引張応力  $\sigma$  がブレーキ帯の材料の許容引張応力  $\sigma_t$  以下であるため、ブレーキ帯の厚さ  $t=4mm$  とする。

### (4) 支点軸（支持金具）

ブレーキレバー心棒の直径  $d_{b1}$  を求める。ブレーキレバー心棒の材質を S35C とする。材料の引張強さが既知の場合、使用される材料の許容曲げ応力  $\sigma_b$  は引張強さ  $\sigma_{ft}$  の 36% とすることができる。表 2-16 から S35C 引張強さ  $\sigma_{ft}$  は  $509N/mm^2$  以上なので、S35C の許容曲げ応力  $\sigma_b$  を  $\sigma_b=183.24N/mm^2$  とする。

ブレーキレバー心棒には図 3-36 に示すように 2 つの集中荷重  $P_b/2$  が作用している。荷重  $P_b$  は次式で近似することにする。

$$P_b = T_{B1} + T_{B2} = 8423(N) + 3908(N) = 12331(N) \quad (2.243)$$

・曲げ応力

既に仮にブレーキレバーの幅  $W_{b1}$  を  $W_{b1}=91mm$ 、ブレーキレバーの厚さ  $t_{b1}$  を仮に  $t_{b1}=10mm$  としているため、ブレーキレバー心棒の根元部から集中荷重の負荷位置までの距離  $l_{b1}$ 、 $l_{b2}$  は、 $l_{b1}=5mm$ 、 $l_{b2}=86mm$  と仮決定できる。

したがって、ブレーキレバー心棒の軸径  $d_{b1}$  は次式から求められる。

$$d_{b1} \geq \sqrt[3]{\frac{16P_b(l_{b1}+l_{b2})}{\pi\sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 12331(N) \times (5(mm) + 86(mm))}{\pi \times 183.24(N/mm^2)}} \cong 31.5(mm) \quad (2.244)$$

・せん断応力

材料の機械的性質が既知の場合、最大許容せん断応力  $\tau_a$  は使用する材料の引張強さ  $\sigma_{ft}$  の 18% 程度とされている。表 2-16 から S35C 引張強さ  $\sigma_{ft}$  は  $509N/mm^2$  以上なので、S35C の許容せん断応力  $\tau_a$  を  $\tau_a=91.6N/mm^2$  とする。

したがって、軸径  $d_{b1}$  は次式の関係となる。

$$d_{b1} \cong \sqrt{\frac{4P_b}{\pi\tau_a}} = \sqrt{\frac{4 \times 12331(N)}{\pi \times 91.6(N/mm^2)}} \cong 13.1(mm) \quad (2.245)$$

曲げ応力とせん断応力の結果と表 2-9 からブレーキバー心棒の直径  $d_{b1}$  を  $d_{b1} = \phi 36$ 、先端のおねじ形状を **M36** とする。

#### (5) ブレーキレバーの形状寸法

ブレーキレバー先端の厚さを  $t_{b1} = 10mm$ 、高さを  $h_{b1} = 70mm$  と仮決定する。 $T_{B1} = 8423N$ 、 $c = 30mm$  としているため曲げ応力  $\sigma$  は次の通りになる。

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{M}{Z} = \frac{3T_{B1} \cdot c \cdot h_{b1}}{t_{b1}(h_{b1}^3 - d_{b1}^3)} \\ &= \frac{3 \times 8423(N) \times 30(mm) \times 70(mm)}{10(mm) \times (70^3 - 36^3)(mm^3)} = 17.9(N/mm^2) \end{aligned} \quad (2.246)$$

ブレーキレバーの材質が軟鋼である場合、表 2-8 から軟鋼の動的荷重の許容曲げ応力  $\sigma_b$  は 60～100N/mm<sup>2</sup> であり、十分安全であることがわかる。ブレーキレバーの厚さを  $t_{b1} = 10mm$ 、高さを  $h_{b1} = 70mm$  と決定する。

また、ブレーキレバーの手元の厚さ  $t_{b2}$  は  $t_{b1} = 10mm$  の 2 倍としても良いが、許容曲げ応力よりも十分安全である高さ  $h_{b1} = 70mm$  であるため、ここでは  $t_{b2}$  は  $t_{b2} = 17mm$  とする。

#### (6) おもり

ブレーキレバー心棒からおもり中心までの距離  $d$  を仮に  $d = 400mm$  とする。既に  $a = 600mm$ 、 $F = 99.9N$  なので、人力に相当する荷重がブレーキレバーに働くようにおもりを設置する。おもり概略図と取付位置を図 2-37 に示す。ブレーキレバー心棒の軸からの距離  $d$  の位置でネジにて固定できることとする。ブレーキレバー心棒の中心まわりのモーメントからおもりの重力  $W$  は次式から求めることができる。

$$W = \frac{F \cdot a}{d} = \frac{99.9(N) \times 600(mm)}{400(mm)} = 149.9(N) \quad (2.247)$$

おもりの材質を鋳鉄として密度を  $\rho_w = 7.874 \times 10^{-6} kg/m^3$  とする。ブレーキレバー部分の空洞の高さ  $h_{b1} = 75mm$ 、ブレーキレバーの手元の空洞の厚さ  $t_{b2} = 20mm$  とする。 $W_h = 130mm$ 、厚さを  $W_t = 120mm$  と仮決定して、おもりの幅  $W_b$  を決める。

$$\begin{aligned} W_b &= \frac{W}{\rho_w \cdot g} \left( \frac{1}{W_h \cdot W_t - h_{b1} \cdot t_{b2}} \right) \\ &= \frac{149.9 \left( kg \cdot \frac{m}{s^2} \right)}{7.874 \times 10^{-6} \left( \frac{kg}{mm^3} \right) \times 9.8 \left( \frac{m}{s^2} \right)} \left( \frac{1}{130(mm) \times 120(mm) - 75(mm) \times 20(mm)} \right) \\ &\cong 137.8(mm) \end{aligned} \quad (2.248)$$

おもりの幅  $W_b$  を  $W_b = 140mm$  とし、下部に M12 のめねじを加工し、ブレーキバーと固定するようにする。

ブレーキドラムの直径と幅、ブレーキ帯の幅の寸法まとめ	
ブレーキドラムの直径 $D_b$	400mm
ブレーキドラムの幅 $B$	80mm
ブレーキ帯の幅 $B_b$	70mm
ブレーキ帯の厚さ $t$	4mm

以上