「機械要素入門2」問題詳解

第6章　リンクとカム

問1　【p. 5】

円板の中心Cの速度は一定で，円板が1回転すると，Cは円周の長さだけ移動するから，

$v_C = \pi \times 1 = \mathbf{3.14}$［m/s］　水平方向

$v_P = 2v_C = 2 \times 3.14$

$= \mathbf{6.28}$［m/s］　水平方向

$v_Q = \sqrt{2}\, v_C$

$= \sqrt{2} \times 3.14$

$= \mathbf{4.44}$［m/s］　水平と45°方向

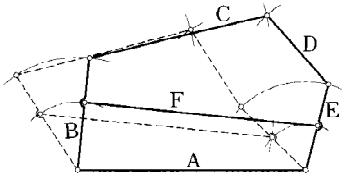


図 1

問2　【p. 7】

図1参照。

問3　【p. 12】

図2参照。

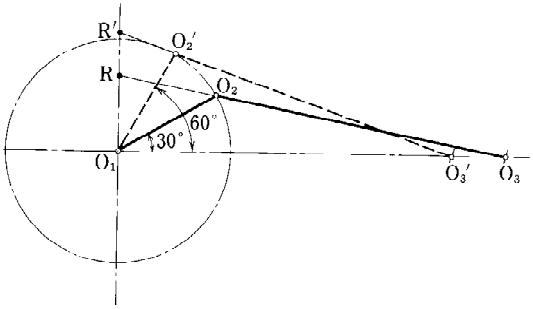


図 2

$$\frac{\theta\text{が}60^\circ\text{のときのスライダの速度}}{\theta\text{が}30^\circ\text{のときのスライダの速度}} = \frac{O_1R'}{O_1R}$$

問4　【p. 14】

式(2)から，

$\cos\alpha_2 = \dfrac{b}{c} = \dfrac{200}{600} = \dfrac{1}{3}$　　ゆえに，$\alpha_2 \fallingdotseq 70.5^\circ$

$\alpha_1 = 180^\circ - 70.5^\circ = 109.5^\circ$　　ゆえに，$\dfrac{\alpha_1}{\alpha_2} = \dfrac{109.5}{70.5} \fallingdotseq \mathbf{1.55}$

問5 【p. 16】

平行クランク機構の応用例である。図3のように，手先中心位置の軌跡は O_1 を中心とする円となり，把持部の手先が平行な状態で開閉するため，把持対象物の寸法にかかわらず把持が容易である。

また，リンク機構による把持力の伝達のため，動力の伝達効率は比較的高い。

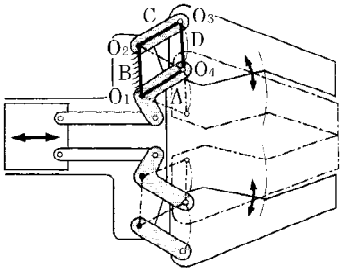


図 3

問6 【p. 16】

図4のように，O_2 で F の分力 F' は，

$$F' = \frac{F}{2\sin\theta}$$

O_3 で P は，

$$P = F'\cos\theta$$

ゆえに，

$$P = \frac{F\cos\theta}{2\sin\theta} = \frac{F}{2\tan\theta}$$

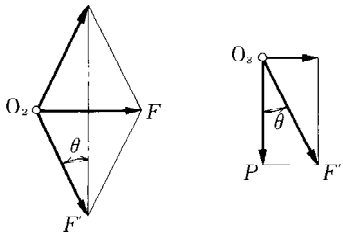


図 4

節 末 問 題

1. 【p. 16】

点 A，B，C の速度を v_A，v_B，v_C とすれば，

$v_C = 50$ km/h

$$\frac{v_A}{v_C} = \frac{\mathrm{OA}}{\mathrm{OC}} \quad \text{ゆえに，} \quad v_A = v_C\frac{\mathrm{OA}}{\mathrm{OC}}$$

$$v_A = 50 \times \frac{1\,450}{700} = \mathbf{104}\ [\mathbf{km/h}]$$

$$\frac{v_B}{v_C} = \frac{\mathrm{OB}}{\mathrm{OC}} \quad \text{ゆえに，} \quad v_B = v_C\frac{\mathrm{OB}}{\mathrm{OC}}$$

$$v_B = 50 \times \frac{50}{700} = \mathbf{3.57}\ [\mathbf{km/h}]\ （v_a \text{と逆向きに}）$$

2. 【p. 16】

てこクランク機構の成立条件より，

まず，$a + d > b + c$ より，

$a + 450 > 200 + 500$　　ゆえに，$a > 250$

次に，$(c - b) + d > a$ より，

$(500 - 200) + 450 > a$　　ゆえに，$750 > a$

以上から，$\mathbf{250 < a < 750}$［mm］

3. 【p. 16】

左右に揺動する角度は図 5 の $\alpha_2 - \alpha_1$ となる。

揺動の角度を計算で求めてみると，

$$X^2 = a^2 + d^2 - 2ad\cos\alpha$$

から，

$$\cos\alpha = \frac{a^2 + d^2 - X^2}{2ad}$$

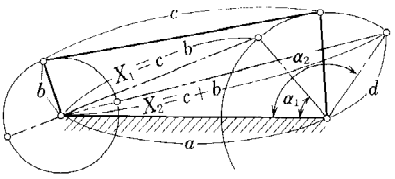


図 5

$X = X_1 = c - b$ のとき，

$$\cos\alpha_1 = \frac{250^2 + 100^2 - (260 - 50)^2}{2 \times 100 \times 250} = 0.568$$

$$\alpha_1 = 55.4^\circ$$

$X = X_2 = c + b$ のとき，

$$\cos\alpha_2 = \frac{250^2 + 100^2 - (260 + 50)^2}{2 \times 250 \times 100} = -0.472$$

$$\alpha_2 = 118.2^\circ$$

ゆえに，$\alpha_2 - \alpha_1 = 62.8^\circ \fallingdotseq \mathbf{63^\circ}$

4. 【p. 16】

図 6 において，

$$v_A = \frac{\pi Dn}{1\,000}$$

$$= \frac{\pi \times 200 \times 30}{1\,000}$$

$$= 18.8\ [\mathrm{m/min}]$$

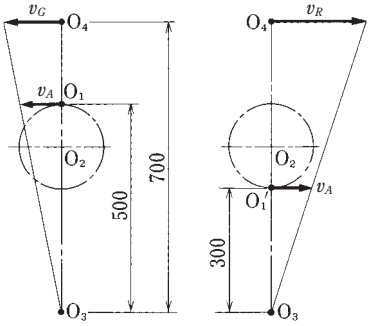
$$v_G = v_A \frac{O_3O_4}{O_3O_1}$$

$$= 18.8 \times \frac{700}{500}$$

$$= \mathbf{26.3}\ [\mathrm{m/min}]$$

$$v_R = v_A \frac{O_3O_4}{O_3O_1'} = 18.8 \times \frac{700}{300}$$

$$= \mathbf{43.9}\ [\mathrm{m/min}]$$



(a) 切削行程　　(a) もどり行程

図 6

問 7 【p. 21】

図 7 参照。

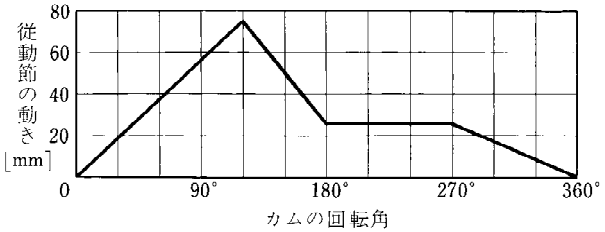


図 7

節 末 問 題

1. 【p. 26】

図 8 参照。

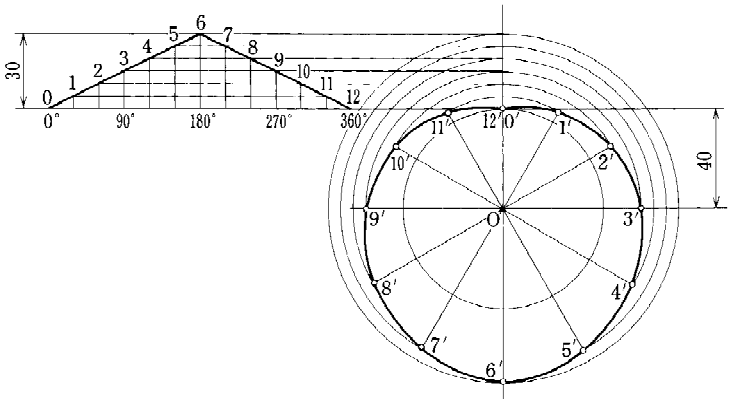


図 8

2. 【p. 26】

図 9 参照。

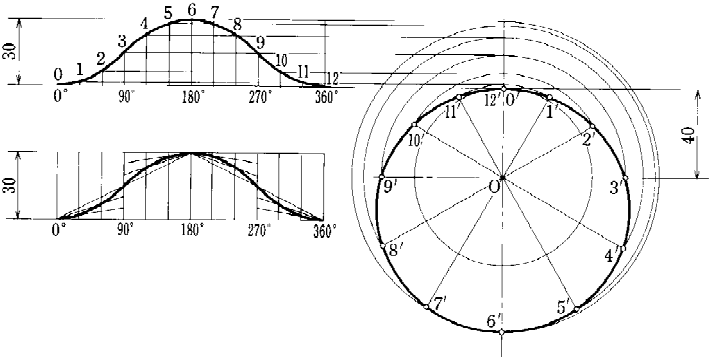


図 9

3. 【p. 26】

図 10 参照。

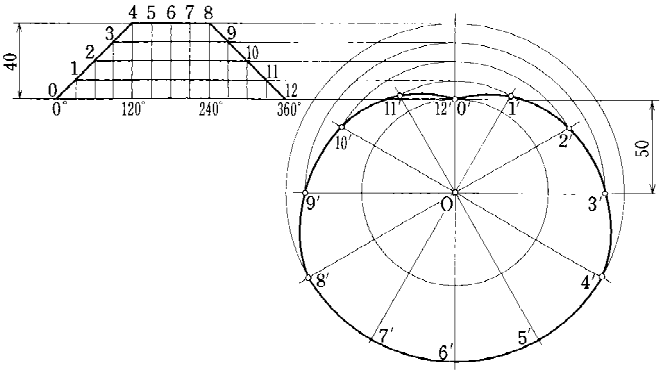


図 10

4. 【p. 26】

図 11 参照。

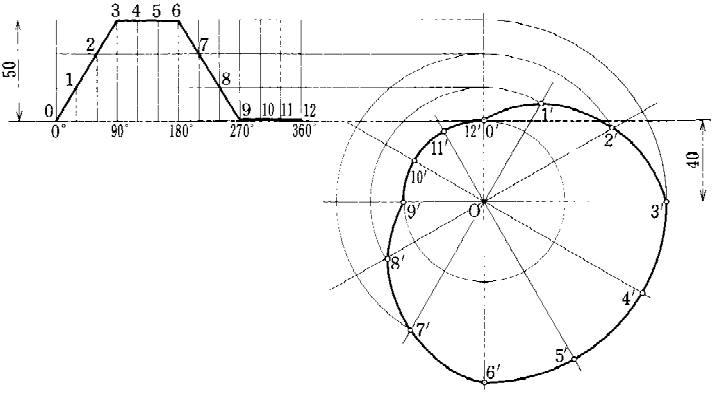


図 11

第7章　歯車

節末問題

1. 【p. 34】

式(4)から，

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{300}{100} = 3 = \frac{d_2}{d_1}$$

ゆえに，$3d_1 = d_2$

外接の場合　　式(5)から，

$$d_1 + d_2 = 2a = 800\ [\mathrm{mm}]$$

$$4d_1 = 800 \qquad d_1 = \mathbf{200}\ [\mathrm{mm}]$$

$$d_2 = 3 \times 200 = \mathbf{600}\ [\mathrm{mm}]$$

内接の場合　　式(5)から，

$$a = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{3d_1 - d_1}{2} = \frac{2d_1}{2} = 400$$

ゆえに，$d_1 = \mathbf{400}\ [\mathrm{mm}]$

$$d_2 = 3d_1 = 3 \times 400 = \mathbf{1\,200}\ [\mathrm{mm}]$$

2. 【p. 34】

式(3)から，

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{1\,000 \times 60} = \frac{\pi \times 100 \times 500}{1\,000 \times 60} = \mathbf{2.62}\ [\mathrm{m/s}]$$

式(4)から，

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{200}{100} = \mathbf{2}$$

式(5)から，

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{100 + 200}{2} = \mathbf{150}\ [\mathrm{mm}]$$

3. 【p. 34】

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{100}{50} = 2 = \frac{1}{\tan\alpha} \qquad \tan\alpha = \frac{1}{2}$$

ゆえに，$\alpha = \tan^{-1}0.5 = 26.565^\circ$　　$2\alpha \fallingdotseq \mathbf{53}^\circ$

$$2\beta = 180^\circ - 2\alpha = 180^\circ - 53^\circ = \mathbf{127}^\circ$$

4. 【p. 34】

$\dfrac{n_2}{n_1} = \dfrac{x}{R_2}$　　ゆえに，$\boldsymbol{n_2 = \dfrac{n_1}{R_2} x}$

5. 【p. 34】

C が実線の方向に動くと，A_1 と B が接触し，円板車 B の中にあるねじ棒 D は下降する。破線方向の場合は，その逆で上昇する。

問 1 【p. 38】

式(7)から，　$m = \dfrac{d}{z} = \dfrac{140}{35} = 4$［mm］

問 2 【p. 38】

式(7)から，　$d = mz = 6 \times 32 = \mathbf{192}$［mm］

式(8)から，　$p = \pi m = \pi \times 6 = \mathbf{18.8}$［mm］

問 3 【p. 40】

式(9)から，$z_2 = z_1 i = 3z_1$

式(10)から，$a = \dfrac{m(z_1 + z_2)}{2} = \dfrac{1.5 \times (z_1 + 3z_1)}{2}$

$= 120$

$4z_1 = 160$　　ゆえに，$z_1 = \mathbf{40}$

$z_2 = 3z_1 = \mathbf{120}$

問 4 【p. 40】

式(9)から，$z_2 = iz_1 = \dfrac{3}{2} \times 60 = \mathbf{90}$

式(10)から，$a = \dfrac{m(z_1 + z_2)}{2} = \dfrac{2 \times (60 + 90)}{2}$

$= \mathbf{150}$［mm］

問 5 【p. 51】

表 2 から，$d = mz = 4 \times 32 = \mathbf{128}$［mm］

$d_a = m(z + 2) = 4 \times (32 + 2) = \mathbf{136}$［mm］

問 6 【p. 51】

式(9)から，$i = \dfrac{d_2}{d_1} = \dfrac{z_2}{z_1} = 2$　ゆえに，$d_2 = 2d_1$

式(10)から，$a = \dfrac{d_1 + d_2}{2} = \dfrac{d_1 + 2d_1}{2} = \dfrac{3d_1}{2} = 225$

ゆえに，　$d_1 = \mathbf{150}$［mm］

$d_2 = 2 \times 150 = \mathbf{300}$［mm］

式(7)から，$z_1 = \dfrac{d_1}{m} = \dfrac{150}{5} = \mathbf{30}$

$z_2 = \dfrac{d_2}{m} = \dfrac{300}{5} = \mathbf{60}$

表2から，

$d_{a1} = m(z_1 + 2) = 5 \times (30 + 2) = \mathbf{160}$［mm］

$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 5 \times (60 + 2) = \mathbf{310}$［mm］

節末問題

1．【p. 53】

式(7)から，$d = mz = 4 \times 35 = \mathbf{140}$［mm］

式(8)から，$p = \pi m = \pi \times 4 = \mathbf{12.6}$［mm］

2．【p. 53】

式(7)から，$m = \dfrac{d}{z} = \dfrac{480}{80} = \mathbf{6}$［mm］

式(8)から，$p = \pi m = \pi \times 6 = \mathbf{18.8}$［mm］

3．【p. 53】

表2から，$d_{a1} = m(z_1 + 2) = 3 \times (14 + 2)$

$= \mathbf{48}$［mm］

$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 3 \times (30 + 2) = \mathbf{96}$［mm］

$a = \dfrac{m(z_1 + z_2)}{2} = \dfrac{3 \times (14 + 30)}{2} = \mathbf{66}$［mm］

4．【p. 53】

式(9)から，$i = \dfrac{d_2}{d_1} = 2.5$

$d_2 = 2.5d_1$ と $a = \dfrac{d_1 + d_2}{2} = 210$ から，

$d_1 = \mathbf{120}$［mm］　　$d_2 = 2.5 \times 120 = \mathbf{300}$［mm］

式(7)から，

$z_1 = \dfrac{d_1}{m} = \dfrac{120}{4} = \mathbf{30}$　　$z_2 = \dfrac{d_2}{m} = \dfrac{300}{4} = \mathbf{75}$

表 2 から，

$d_{a1} = m(z_1 + 2) = 4 \times (30 + 2) = \mathbf{128}$［mm］

$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 4 \times (75 + 2) = \mathbf{308}$［mm］

5. 【p. 53】

式(11)から，

$$x_0 = \frac{14 - z}{17} = \frac{14 - 10}{17} = \mathbf{0.235}$$

転位量　$x_0 m = 0.235 \times 5 = \mathbf{1.18}$［mm］

6. 【p. 53】

大歯車の歯数 z_2 は，式(9)より，

$z_2 = iz_1 = 3 \times 18 = \mathbf{36}$

両歯車の基準円直径は，表 2 から，

$d_1 = mz_1 = 4 \times 18 = \mathbf{72}$［mm］

$d_2 = mz_2 = 4 \times 36 = \mathbf{144}$［mm］

歯先円直径および中心距離は，表 2 から，

$d_{a1} = m(z_1 + 2) = 4 \times (18 + 2) = \mathbf{80}$［mm］

$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 4 \times (36 + 2) = \mathbf{152}$［mm］

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{72 + 144}{2} = \mathbf{108}\ [\mathrm{mm}]$$

問 7 【p. 64】

曲げ強さと，歯面強さの両方から円周力を求め，小さいほうをとる。

(1)　曲げ強さから求めた円周力

周速度　$$v = \frac{\pi m z_1 n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 4 \times 25 \times 1\,200}{60 \times 1\,000}$$

$= 6.28$［m/s］

使用係数　$K_A = 1.25$

動荷重係数　$K_V = 1.2$

安全率　$S_F = 1.2$

(a)　小歯車

表 5 から，S 43 C(HB = 230)の許容曲げ応力 $\sigma_{F\lim} = 211$ MPa

歯形係数は，図 28 から，$Y_1 = 2.65$

式(14)から，円周力 F は，

$$F = \frac{\sigma_{F\lim} bm}{Y_1 K_A K_V S_F} = \frac{211 \times 35 \times 4}{2.65 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.2}$$

$$= 6\,190 \text{［N］}$$

(b)　大歯車

表 5 から，許容曲げ応力　　$\sigma_{F\lim} = 211$ MPa

図 28 から，　$Y_2 = 2.23$

$$F = \frac{\sigma_{F\lim} bm}{Y_2 K_A K_V S_F} = \frac{211 \times 35 \times 4}{2.23 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.2}$$

$$= 7\,360 \text{［N］}$$

(2)　歯面強さから求めた円周力

歯車の材質が S 43 C(HB = 230)の許容接触応力は，表 5 から，

$\sigma_{H\lim} = 540$ MPa である。

材料定数は，表 6 によって，$Z_E = 189.8$［$\sqrt{\text{MPa}}$］となる。

$Z_H = 2.49$,　$S_H = 1.0$　　$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{76}{25} \fallingdotseq 3.04$

式(16)から，円周力 F は，

$$F = \left(\frac{\sigma_{H\lim}}{Z_H Z_E}\right)^2 \frac{u}{u+1} \cdot \frac{d_1 b}{K_A K_V S_H{}^2}$$

$$= \left(\frac{540}{2.49 \times 189.8}\right)^2 \times \frac{3.04}{3.04 + 1} \times \frac{100 \times 35}{1.25 \times 1.2 \times 1^2}$$

$$= 2\,290 \text{［N］}$$

(3)　以上の計算から，歯面強さから求めた円周力 2 290 N のほうが小さいので，これを用いて動力の計算をすると，式(12)から，

$$P = \frac{F_v}{1\,000} = \frac{2\,290 \times 6.28}{1\,000} = \mathbf{14.4}\ \text{［kW］}$$

問 8　【p. 73】

周速度　　$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 300 \times 250}{60 \times 1\,000}$

$$= 3.93 \text{［m/s］}$$

円周力 F は，式(12)から，

$$F = \frac{1\,000\,P}{v} = \frac{7\,500}{3.93} = 1\,908\ [\mathrm{N}]$$

使用係数　$K_A = 1.25$

動荷重係数　$K_V = 1.2$

安全係数　$S_F = 1.2$

表5から，SC 450 の許容曲げ応力　$\sigma_{F\lim} = 90.6\ \mathrm{MPa}$

モジュール　$\dfrac{300}{100} = 3\ [\mathrm{mm}]$

歯形係数　$Y = 2.18$（図 28）

式(14)から，$b = \dfrac{FYK_AK_VS_F}{\sigma_{F\lim}m}$

$$= \frac{1\,908 \times 2.18 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.2}{90.6 \times 3}$$

$= 27.5$　　**28**［**mm**］とする。

問9　【p. 73】

(1)　小歯車の軸径 d_{s1}，大歯車の軸径 d_{s2} を計算する。

$$d_{s1} = 36.5\sqrt[3]{\frac{P}{\tau_a n_1}} = 36.5 \times \sqrt[3]{\frac{8\,000}{20 \times 750}}$$

$$= 29.6\ [\mathrm{mm}]$$

$$d_{s2} = 36.5\sqrt[3]{\frac{P}{\tau_a n_2}} = 36.5 \times \sqrt[3]{\frac{8\,000}{20 \times 120}}$$

$$= 54.5\ [\mathrm{mm}]$$

付録3から，キー溝を考えて軸径を次のように決める。

$d_{s1} = \mathbf{35}$［**mm**］，　$d_{s2} = \mathbf{60}$［**mm**］

(2)　小歯車について計算すると，

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{750}{120} = 254 = \frac{d_2}{d_1}$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1\left(\dfrac{25+4}{4}\right)}{2}$$

ゆえに，$d_1 = 2 \times 400 \times \dfrac{4}{29} = 110\ [\mathrm{mm}]$

周速度　$v = \dfrac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1\,000} = \dfrac{\pi \times 110 \times 750}{60 \times 1\,000}$

$= 4.32$［m/s］

円周力　　$F = \dfrac{P}{v} = \dfrac{8 \times 1\,000}{4.32} = 1\,850$［N］

許容曲げ応力は，表 7 から，　$\sigma_{F\lim} = 340$ MPa

歯　幅　　$K = 10$ と仮定して，$b = 10m$

歯形係数は，歯数が決まっていないので 20〜30 枚としての平均をとることにして，

$$Y = 2.67$$

$K_A = 1.25$　　$K_V = 1.2$　　$S_F = 1.2$ であるから，

式(14)に代入して m を求めると，

$$F = \frac{\sigma_{F\lim} bm}{YK_AK_VS_F}$$

ゆえに，$m = \sqrt{\dfrac{FYK_AK_VS_F}{10\,\sigma_{F\lim}}}$

$$= \sqrt{\frac{1\,850 \times 2.67 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.2}{10 \times 340}}$$

$= 1.61$［mm］

$m = 2$ mm とすると，

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{110}{2} = 55 \qquad z_2 = z_1 \frac{25}{4} \fallingdotseq 344$$

$z_1 = 55$ のとき $Y = 2.3$ であるから，m は 1.68 mm より小となり，

$m = \mathbf{2\ mm}$ でよい。

(3)　大歯車について計算すると，

材質 S 43 C(HB 230)のとき，$\sigma_{F\lim} = 211$ MPa(表 5)

歯形係数　　$z_2 = 344$ であるから，$Y = 2.09$

したがって，

$$m = \sqrt{\frac{FYK_AK_VS_F}{10\,\sigma_{F\lim}}} = \sqrt{\frac{1\,850 \times 2.09 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.2}{10 \times 211}}$$

$= 1.81$［mm］

したがって，$m = \mathbf{2\ mm}$，　$z_1 = \mathbf{55}$，　$z_2 = \mathbf{344}$ と決める。

基準円直径は，$d_1 = mz_1 = 2 \times 55 = \mathbf{110}$［mm］

$d_2 = mz_2 = 2 \times 344 = \mathbf{688}$［mm］

となる。

(4)　歯　幅

$K = 10$ から，$b = 10m = 20$ mm であるが，一般に，小歯車の歯幅は大歯車の歯幅よりいくぶん大きくするので，

$$b_1 = \mathbf{25\ mm} \qquad b_2 = \mathbf{22\ mm}$$

とする。

(5)　各部の寸法

表 4 や，規格から各部の寸法を求める。

中心距離　$a = \dfrac{d_1 + d_2}{2} = \dfrac{110 + 688}{2} = \mathbf{399}$［mm］

外　径　$d_{a1} = m(z_1 + 2) = 2 \times (55 + 2) = \mathbf{114}$［mm］

$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 2 \times (344 + 2) = \mathbf{692}$［mm］

歯底円直径　$d_{f1} = m(z_1 - 2.5) = 2 \times (55 - 2.5)$

$= \mathbf{105}$［mm］

$d_{f2} = m(z_2 - 2.5) = 2 \times (344 - 2.5)$

$= \mathbf{683}$［mm］

キーの寸法

［単位 mm］

軸径	キー(幅×高さ)	t_1(軸の溝)	t_2(ボスの溝)
35	10 × 8	5.0	3.3
60	18 × 11	7.0	4.4

ハブの寸法(大歯車だけ)

外径　$d_{h2} = d_{s2} + 7t_2 = 60 + 7 \times 4.4$

$= 90.8 \fallingdotseq \mathbf{90}$［mm］

長さ　$l_2 = b_2 + 2m + 0.04d_2 = 22 + 2 \times 2 + 0.04 \times 688$

$= 53.5 \fallingdotseq \mathbf{55}$［mm］

リムの内径　$d_{i2} = d_{f2} - 2 \times 3.15m = 683 - 2 \times 3.15 \times 2$

$= \mathbf{670}$［mm］

ウェブの厚さ　$b_{w2} = 3m = 3 \times 2 = \mathbf{6}$［mm］

抜き穴の中心円の直径

$$d_{c2} = 0.5(d_{i2} + d_{h2}) = 0.5 \times (670 + 90)$$

$= 380$［mm］

抜き穴の直径　$d_{p2} = 0.25(d_{f2} - d_{h2}) = 0.25 \times (670 - 90)$

$= 145$［mm］

抜き穴の数　4

節末問題

1. 【p. 75】

$$\text{周速度}\quad v = \frac{\pi m z n}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 4 \times 80 \times 400}{60 \times 1\,000}$$

$$= 6.7\ [\text{m/s}]$$

円周力 F は式(12)から，

$$F = \frac{P}{v} = \frac{7\,500}{6.7} = 1\,119\ [\text{N}]$$

かみあいのはじめに歯の先端に働く力 F_n は，$F = F_n \cos\alpha$ から，

$$F_n = \frac{F}{\cos\alpha} = \frac{1\,119}{\cos 20^\circ} = \mathbf{1190}\ [\text{N}]$$

歯に働く曲げ荷重 F_1 は，

$$F_1 = F\frac{\cos\beta}{\cos\alpha} = 1\,119 \times \frac{\cos 22.5^\circ}{\cos 20^\circ} = \mathbf{1\,100}\ [\text{N}]$$

2. 【p. 75】

$$\text{周速度}\quad v = \frac{\pi m z n}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 4 \times 40 \times 1\,500}{60 \times 1\,000}$$

$$= 12.57\ [\text{m/s}]$$

円周力 F は，式(12)から，

$$F = \frac{P}{v} = \frac{50\,000}{12.57} = 3\,980\ [\text{N}]$$

使用係数　$K_A = 1.0$(均一負荷)

動荷重係数　$K_V = 1.2$

歯形係数　図 28 から，$Y = 2.4$

安全率　$S_F = 1.2$

許容曲げ応力　$\sigma_{F\lim} = 155$［MPa］

これらを式(14)に代入して b を求める。

$$F = \frac{\sigma_{F\lim} b m}{Y K_A K_V S_F}$$

$$b = \frac{FYK_AK_VS_F}{\sigma_{F\lim}m} = \frac{3\,980 \times 2.4 \times 1.0 \times 1.2 \times 1.2}{155 \times 4}$$

$$= 22.2 \fallingdotseq \mathbf{23}\ [\mathrm{mm}]$$

3. 【p. 75】

$$\text{周速度} \quad v = \frac{\pi mzn}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 2 \times 25 \times 800}{60 \times 1\,000}$$

$$= 2.1\ [\mathrm{m/s}]$$

円周力 F　$F = \dfrac{P}{v} = \dfrac{2\,700}{2.1} = 1\,286\ [\mathrm{N}]$

使用係数　$K_A = 1.25$

動荷重係数　$K_V = 1.2$

歯形係数　図 28 から，$Y = 2.64$

安全率　$S_F = 1.2$

許容曲げ応力　$\sigma_{F\lim} = 173\ [\mathrm{MPa}]$

これらを式(14)に代入して b を求める。

$$F = \frac{\sigma_{F\lim}bm}{YK_AK_VS_F}$$

$$b = \frac{FYK_AK_VS_F}{\sigma_{F\lim}m} = \frac{1\,286 \times 2.64 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.2}{173 \times 2}$$

$$= 17.66 \fallingdotseq \mathbf{18}\ [\mathrm{mm}]$$

4. 【p. 75】

(1)　曲げ強さから求めた円周力

$$\text{周速度} \quad v = \frac{\pi mz_1n_1}{1\,000 \times 60} = \frac{\pi \times 5 \times 20 \times 240}{1\,000 \times 60}$$

$$= 1.26\ [\mathrm{m/s}]$$

使用係数　表 3 から，$K_A = 1.25$(中程度の均一負荷として)

動荷重係数　$K_V = 1.2$

(a)　小歯車の円周力

表 5 から，SCM 435(HB 320)として，$\sigma_{F\lim} = 340$ MPa

図 28 から，$z_1 = 20$ の歯形係数は，$Y = 2.82$

式(14)から，

$$F = \frac{\sigma_{F\lim}bm}{YK_AK_VS_F} = \frac{340 \times 50 \times 5}{2.82 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.2}$$

$$= 16\,700 \fallingdotseq 16.7\ [\mathrm{kN}]$$

(b)　大歯車の円周力

表 5 から，SC 480 の $\sigma_{F\lim} = 97.5$ MPa

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{ゆえに，} \quad z_2 = iz_1 = 4 \times 20 = 80$$

図 28 から，$z_2 = 80$ の歯形係数は，$Y = 2.23$

$$F = \frac{\sigma_{F\lim} bm}{YK_A K_V S_F} = \frac{97.5 \times 50 \times 5}{2.23 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.2}$$

$$= 6\,072 = 6.07\ [\mathrm{kN}]$$

(2)　歯面強さから求めた円周力

歯数比	$u = \dfrac{z_2}{z_1} = \dfrac{80}{20} = 4$
領域係数	$Z_H = 2.49$
材料定数係数	表 6 から，$Z_E = 188.9\sqrt{\mathrm{MPa}}$
安全率	$S_H = 1.0$
許容接触応力	$\sigma_{H\lim} = 840$ [MPa]

として，式(16)より，

$$F = \left(\frac{\sigma_{H\lim}}{Z_H Z_E}\right)^2 \frac{u}{u+1} \cdot \frac{d_1 b}{K_A K_V S_H{}^2}$$

$$= \left(\frac{840}{2.49 \times 188.9}\right)^2 \times \frac{4}{4+1} \times \frac{5 \times 20 \times 50}{1.25 \times 1.2 \times 1^2}$$

$$= 8\,420 \fallingdotseq 8.42\ [\mathrm{kN}]$$

(3)　以上の結果，曲げ強さから求めた大歯車の円周力が小さいので，これを用いて伝達動力 P を式(12)から求める。

$$P = Fv = 6.07 \times 1.26 = 7.65 \fallingdotseq \mathbf{7.7}\ [\mathbf{kW}]$$

5. 【p. 75】

(1)　小歯車の軸径 d_{s1}，大歯車の軸径 d_{s2} を計算する。

$$d_{s1} = 36.5\sqrt[3]{\frac{P}{\tau_a n_1}} = 36.5 \times \sqrt[3]{\frac{18\,000}{20 \times 400}}$$

$$= 47.8\ [\mathrm{mm}]$$

$$d_{s2} = 36.5 \times \sqrt[3]{\frac{18\,000}{20 \times 100}} = 75.9\ [\mathrm{mm}]$$

付録 3 から，キー溝を考えて，

$$d_{s1} = \mathbf{55\ mm}, \quad d_{s2} = \mathbf{85\ mm}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{400}{100} = 4 \qquad \text{ゆえに，} d_2 = 4d_1$$

式(10)から，$a = \dfrac{d_1 + d_2}{2} = \dfrac{5d_1}{2} = 225$

ゆえに，$d_1 = \dfrac{225 \times 2}{5} = 90$［mm］

$$d_2 = 4d_1 = 4 \times 90 = 360\ [\text{mm}]$$

小歯車について歯の部分を計算すると，

周速度　$v = \dfrac{\pi d_1 n_1}{1\,000 \times 60} = \dfrac{\pi \times 90 \times 400}{1\,000 \times 60}$

$= 1.88$［m/s］

円周力　$F = \dfrac{P}{v} = \dfrac{18\,000}{1.88} = 9\,570$［N］

(2)　小歯車について計算すると，

許容曲げ応力　材質 SNC 836(HB 280)として，

$\sigma_{F\lim} = 302$ MPa(表 5)

歯形係数　歯数 20 枚くらいとして，$Y = 2.8$(図 28)

使用係数　中程度の均一負荷として，$K_A = 1.25$(表 3)

動荷重係数　$K_V = 1.2$

安全率　$S_F = 1.2$

歯　幅　$b = 12\,m$

式(14)から，

$$m = \sqrt{\frac{FYK_AK_VS_F}{12\sigma_{F\lim}}}$$

$$= \sqrt{\frac{9\,570 \times 2.8 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.2}{302 \times 12}}$$

$$= 3.65 \fallingdotseq \mathbf{4}\ [\text{mm}]$$

$m = 4$ mm とすれば，$d = mz$ から，

$$z_1 = 22.5 = \mathbf{23}, \quad z_2 = 23 \times 4 = 92$$

歯数を互いに素にするため $z_2 = \mathbf{93}$ とする。

(3)　大歯車について計算すると，

許容曲げ応力　材質 S 48 C(HB 220)として，

$\sigma_{F\lim} = 206$ MPa（表 5）

$z_2 = 93$ の歯形係数は，$Y = 2.2$（図 28）

ゆえに，$m = \sqrt{\dfrac{FYK_AK_VS_F}{12\sigma_{F\lim}}}$

$$= \sqrt{\frac{9\,570 \times 2.2 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.2}{12 \times 206}}$$

$$= 3.92 \fallingdotseq 4 \text{［mm］}$$

$m = \mathbf{4}$ mm，　$z_1 = \mathbf{23}$，　$z_2 = \mathbf{93}$，と決める。

$$i = \frac{93}{23} = 4.04$$

(4)　$K = 12$ から，$b = 12\,m = 48$ mm であるが，一般に，小歯車の歯幅は大歯車の歯幅よりいくぶん大きくするので，

$$b_1 = \mathbf{55}\text{ mm}, \quad b_2 = \mathbf{50}\text{ mm}$$

(5)　各部の寸法

ピッチ　　$p = \pi m = \pi \times 4 = 12.6$［mm］

基準円直径　　$d_1 = mz_1 = 4 \times 23 = \mathbf{92}$［mm］

$d_2 = mz_2 = 4 \times 93 = \mathbf{372}$［mm］

中心距離　　$a = \dfrac{d_1 + d_2}{2} = \dfrac{92 + 372}{2} = \mathbf{232}$［mm］

外　径　　$d_{a1} = m(z_1 + 2) = 4 \times (23 + 2) = \mathbf{100}$［mm］

$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 4 \times (93 + 2) = \mathbf{380}$［mm］

歯底円直径　　$d_{f1} = m(z_1 - 2.5) = 4 \times (23 - 2.5)$

$= \mathbf{82}$［mm］

$d_{f2} = 4 \times (93 - 2.5) = \mathbf{362}$［mm］

キーの寸法

［単位 mm］

軸径	キー（幅 × 高さ）	t_1（軸の溝）	t_2（ボスの溝）
55	16 × 10	6.0	4.3
85	28 × 14	9.0	5.4

ハブの寸法（大歯車）

外　径　　$d_{h2} = d_{s2} + 7t_2 = 85 + 7 \times 5.4$

$= 123 \fallingdotseq \mathbf{125}$［mm］

長　さ　　$l_2 = b_2 + 2m + 0.04d_2$

$= 50 + 2 \times 4 + 0.04 \times 372$

$= 72.9 \fallingdotseq \mathbf{75}$［mm］

リムの内径　　$d_{i2} = d_{f2} - 2 \times 3.15m$

$= 362 - 2 \times 3.15 \times 4$

$= 336.8 \fallingdotseq \mathbf{340}$［mm］

ウェブの厚さ　　$b_w = 3m = 3 \times 4 = \mathbf{12}$［mm］

抜き穴の中心円の直径　　$d_{c2} = 0.5(d_{i2} + d_{h2})$

$= 0.5 \times (340 + 125)$

$= 232.5 \fallingdotseq \mathbf{230}$［mm］

抜き穴の直径　　$d_{p2} = 0.25(d_{i2} - d_{h2})$

$= 0.25 \times (340 - 125)$

$= 53.75 \fallingdotseq \mathbf{54}$［mm］

抜き穴の数　　**4**

6. 【p. 75】

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{450}{150} = 3 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = u$$

$$d_1 = 2 \times 500 \times \frac{1}{4} = 250\ [\mathrm{mm}]$$

$$d_2 = 2 \times 500 \times \frac{3}{4} = 750\ [\mathrm{mm}]$$

周速度　　$v = \dfrac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1\,000} = \dfrac{\pi \times 250 \times 450}{60 \times 1\,000}$

$= 5.89$［m/s］

円周力　式(12)から，

$$F = \frac{P}{v} = \frac{15\,000}{5.89} = 2\,550\ [\mathrm{N}]$$

使用係数　　$K_A = 1.25$

領域係数　　$Z_H = 2.49$

材料定数係数　　$Z_E = 188.9\ [\sqrt{\mathrm{MPa}}]$

動荷重係数　　$K_V = 1.2$

許容接触応力　　表5から，小歯車の $\sigma_{H\lim} = 530$ MPa,

大歯車の $\sigma_{H\lim} = 435\ \mathrm{MPa}$

安全率　$S_H = 1.0$

歯幅係数 10 であるから，

$$b = 10m$$

式(16)より，

$$m = \frac{F(Z_H Z_E)^2 (u+1) K_A K_V S_H^2}{10 \sigma_{H\lim}{}^2 u d_1}$$

$$= \frac{2\,550 \times (2.49 \times 188.9)^2 \times 4 \times 1.25 \times 1.2 \times 1^2}{10 \times 435^2 \times 3 \times 250}$$

$$= 2.38\ [\mathrm{mm}]$$

表 1 から，$m = \mathbf{2.5\ mm}$ とする。

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{250}{2.5} = \mathbf{100}$$

$$z_2 = 3 \times z_1 = 3 \times 100 = \mathbf{300}$$

節 末 問 題

1. 【p. 81】

表 9 から，$d_1 = \dfrac{m_n z_1}{\cos\beta} = \dfrac{3 \times 40}{\cos 20^\circ} = \mathbf{127.70}\ [\mathrm{mm}]$

$$d_2 = \frac{3 \times 60}{\cos 20^\circ} = \mathbf{191.55}\ [\mathrm{mm}]$$

$$a = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2\cos\beta} = \frac{3 \times (40+60)}{2 \times \cos 20^\circ}$$

$$= \mathbf{159.63}\ \ [\mathrm{mm}]$$

2. 【p. 81】

ピッチ角　$\theta_1 = \tan^{-1}\dfrac{z_1}{z_2} = \tan^{-1}\dfrac{30}{60}$

$$= \mathbf{26.6^\circ}$$

$$\theta_2 = 90^\circ - \theta_1 = 90^\circ - 26.6^\circ$$

$$= \mathbf{63.4^\circ}$$

問10 【p. 84】

式(17)から，$i = \dfrac{n_{\mathrm{I}}}{n_{\mathrm{IV}}} = \dfrac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$

ゆえに，$n_{\mathrm{IV}} = n_{\mathrm{I}} \dfrac{z_1 z_3 z_5}{z_2 z_4 z_6} = 1\,600 \times \dfrac{45 \times 32 \times 15}{64 \times 75 \times 72}$

$= \mathbf{100}\ [\mathrm{min}^{-1}]$

問11 【p. 85】

$$i = 15 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 3 \times 5$$

$$\frac{z_2}{z_1} = 3 = \frac{90}{30}, \quad \frac{z_4}{z_3} = 5 = \frac{100}{20}$$

歯のかみあいを考えて，

$$i = 15 = \frac{90}{30} \times \frac{100}{20} = \frac{90}{20} \times \frac{100}{30} \quad \begin{pmatrix} z_1 = \mathbf{20} & z_2 = \mathbf{90} \\ z_3 = \mathbf{30} & z_4 = \mathbf{100} \end{pmatrix}$$

問12 【p. 86】

モジュールが等しいから，$z_1 + z_2 = z_3 + z_4$

$z_4 = z_1 + z_2 - z_3 = 25 + 75 - 30 = 70$

$$i = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{75 \times 70}{25 \times 30} = \mathbf{7}$$

問13 【p. 86】

$\dfrac{n_{\mathrm{III}}}{n_{\mathrm{IV}}} = \dfrac{z_6}{z_5}$　ゆえに，$n_{\mathrm{IV}} = n_{\mathrm{III}} \dfrac{z_5}{z_6} = 120 \times \dfrac{3}{80} = \mathbf{4.5}\ [\mathrm{min}^{-1}]$

$i_{14} = \dfrac{n_{\mathrm{I}}}{n_{\mathrm{IV}}} = 96$　ゆえに，$n_{\mathrm{I}} = 96\, n_{\mathrm{IV}} = 96 \times 4.5$

$= \mathbf{432}\ [\mathrm{min}^{-1}]$

問14 【p. 86】

$i_{14} = \dfrac{n_{\mathrm{I}}}{n_{\mathrm{IV}}}$　ゆえに，$n_4 = \dfrac{n_{\mathrm{I}}}{n_{\mathrm{IV}}} = \dfrac{1\,200}{96} = \mathbf{12.5}\ [\mathrm{min}^{-1}]$

問15 【p. 90】

1)　全体を固定して ＋5 回転する。

2)　A を固定して[1]を －5 回転する。

	A	[1]	[2]
1)　全体のりづけ	+5	+5	+5
2)　腕　固　定	0	−5	$-(-5) \times \frac{60}{12}$
3)　正味回転数	+5	0	**+30**

問16 【p. 90】

1)　全体を固定して ＋1 回転する。

2)　A を固定して[1]を －1 回転する。

	A	[1]	[2] と [2]′	[3]
1)　全体のりづけ	＋1	＋1	＋1	＋1
2)　腕　固　定	0	－1	$-(-1)\times\frac{51}{50}$	$-\frac{51}{50}\times\frac{51}{50}$
3)　正味回転数	＋1	0	$+2\frac{1}{50}$	$\boldsymbol{-\frac{101}{2\,500}\fallingdotseq-\frac{1}{25}}$

問17 【p. 91】

1)　全体を固定して －6 回転する。

2)　A を固定して[1]を ＋5 回転する。

	A	[1]	[2]	[3]
1)　全体のりづけ	－6	－6	－6	－6
2)　腕　固　定	0	＋5	$-(+5)\times\frac{60}{20}$	$-(+5)\times\frac{60}{20}\times\frac{20}{100}$
3)　正味回転数	－6	－1	**－21**	**－9**

問18 【p. 92】

左車輪が完全に回転できないということは，左車軸の固定ということになるから，差動小歯車が減速大歯車と一緒に公転しながら自転することになり，右車軸は差動小歯車の自転分(左右両車軸の回転の差)だけ余計に回転する。すなわち，右車軸は正常の回転の 2 倍回転する。

節 末 問 題

1． 【p. 92】

$$\frac{z_2}{z_1}=\frac{3}{2}\qquad\frac{z_4}{z_3}=\frac{2}{1}$$

$$a=\frac{m(z_1+z_2)}{2}=\frac{m(z_3+z_4)}{2}=150$$

すなわち，$a=\dfrac{4\times\left(z_1+\frac{3}{2}z_1\right)}{2}=5z_1=150$

ゆえに，$z_1=\mathbf{30}$　　$z_2=\mathbf{45}$

また，$a = \dfrac{4 + (z_3 + 2z_3)}{2} = 150$

ゆえに，$z_3 = \mathbf{25}$　　$z_4 = \mathbf{50}$

2. 【p. 93】

$$i = 45 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5}$$

$\dfrac{z_2}{z_1} = \mathbf{3}$，$\dfrac{z_4}{z_3} = \mathbf{5}$，$\dfrac{z_6}{z_5} = \mathbf{3}$ とすれば，

$\dfrac{z_2}{z_1} = \dfrac{75}{25}$，$\dfrac{z_4}{z_3} = \dfrac{100}{20}$，$\dfrac{z_6}{z_5} = \dfrac{90}{30}$

$z_1 = \mathbf{25}$，$z_2 = \mathbf{75}$，$z_3 = \mathbf{20}$，$z_4 = \mathbf{100}$

$z_5 = \mathbf{30}$，$z_6 = \mathbf{90}$

3. 【p. 93】

1)　全体を固定して ＋1 回転する。

2)　A を固定して[1]を －1 回転する。

	A	[3]	[2]	[1]
1)　全体のりづけ	＋1	＋1	＋1	＋1
2)　腕　固　定	0	$-(-1) \times \dfrac{60}{15} \times \dfrac{15}{30}$	$-1 \times \dfrac{60}{15}$	－1
3)　正味回転数	＋1	＋3	－3	0

A を 50 min^{-1} すれば，[3]は $50 \times 3 = \mathbf{150\ min^{-1}}$ となる。

4. 【p. 93】

1)　全体を固定して ＋50 回転する。

2)　A を固定して[1]を －100 回転する。

	A	[3]	[2]	[1]
1)　全体のりづけ	＋50	＋50	＋50	＋50
2)　腕　固　定	0	$-(-100) \times \dfrac{60}{15} \times \dfrac{15}{30}$	$-100 \times \dfrac{60}{15}$	－100
3)　正味回転数	＋50	＋250 min^{-1}	－350	－50

第8章　巻掛け伝動装置

問1　【p. 100】

式(7)から，

$$F_e = \frac{P}{v} = \frac{5\,500}{10} = \mathbf{550}\ [\mathrm{N}]$$

$F_t = 2F_s$ であるから，

$$F_e = F_t - F_s = F_s$$

ゆえに，$F_t = 2F_e = 2 \times 550 = \mathbf{1\,100}\ [\mathrm{N}]$

問2　【p. 100】

ベルトの速さ v は，

$$v = \frac{\pi d n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 400 \times 400}{60 \times 1\,000} = 8.38\ [\mathrm{m/s}]$$

式(7)から，

$$F_e = \frac{P}{v} = \frac{15\,000}{8.38} = 1\,790\ [\mathrm{N}]$$

$$\theta = 170^\circ = \frac{170}{180}\pi = 2.97\ \mathrm{rad}$$

$$e^{\mu\theta} = e^{0.3 \times 2.97} = 2.44$$

式(6)から，

$$F_t = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} F_e = \frac{2.44}{2.44 - 1} \times 1\,790 = \mathbf{3\,030}\ [\mathrm{N}]$$

$$F_s = \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1} F_e = \frac{1}{2.44 - 1} \times 1\,790 = 1\,240\ [\mathrm{N}]$$

式(4)から，

$$F_0 = \frac{F_t + F_s}{2} = \frac{3\,030 + 1\,240}{2} = 2\,135 \fallingdotseq \mathbf{2\,140}\ [\mathrm{N}]$$

節末問題

1.　【p. 113】

ベルトの速さ v は，

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 500 \times 300}{60 \times 1\,000} = 7.85\ [\mathrm{m/s}]$$

従動プーリの直径は，式(1)から，

$$d_2 = d_1 \times i = 500 \times 3 = 1\,500\ [\mathrm{mm}]$$

巻掛け角 θ_1 は，式(2)から，

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\sin^{-1}\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right)$$

$$= 180^\circ - 2 \times \sin^{-1}\frac{1\,500 - 500}{2 \times 4\,000} = 165.6^\circ$$

$$\theta = 165.6^\circ = \frac{165.6}{180}\pi = 2.89\ \mathrm{rad}$$

$$e^{\mu\theta} = e^{0.25 \times 2.89} = 2.06$$

有効張力 F_e は，式(7)から，

$$F_e = \frac{P}{v} = \frac{3.7 \times 1\,000}{7.85} = \mathbf{471}\ [\mathrm{N}]$$

張り側張力 F_t は，式(6)から，

$$F_t = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}F_e = \frac{2.06}{2.06 - 1} \times 471 = \mathbf{915}\ [\mathrm{N}]$$

2. 【p. 113】

ベルトの速さ v は，

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 320 \times 600}{60 \times 1\,000}$$

$$= 10.1\ [\mathrm{m/s}]$$

有効張力 F_e は，

$$F_e = \frac{P}{v} = \frac{3.7 \times 1\,000}{10.1} = \mathbf{366}\ [\mathrm{N}]$$

$$\theta = 180^\circ - 2\phi = 180^\circ - 2\sin^{-1}\frac{d_2 - d_1}{2a}$$

$$= 180^\circ - 2\sin^{-1}\frac{800 - 320}{2 \times 1\,200}$$

$$= 157^\circ$$

$$= 2.74\ [\mathrm{rad}]$$

張り側の張力 F_t は，

$$F_t = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}F_e = \frac{e^{0.3 \times 2.74}}{e^{0.3 \times 2.74} - 1} \times 366$$

$$= \frac{2.28}{2.28 - 1} \times 366$$

$= 652$［N］

ゆるみ側の張力 F_s は，

$$F_s = \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1} F_e = \frac{1}{2.28 - 1} \times 366$$

$= 286$［N］

初張力 F_0 は，

$$F_0 = \frac{F_t + F_s}{2} = \mathbf{469}\ [\mathrm{N}]$$

3. 【p. 113】

(1)　設計動力　　表 3 から，負荷補正係数 K_0 は 1.2 とする。式(8)から，設計動力 P_d は，

$$P_d = PK_0 = 5.5 \times 1.2 = 6.6\ [\mathrm{kW}]$$

(2)　V ベルトの種類　　設計動力 6.6 kW，小 V プーリの回転速度 1 450 min^{-1} であるから，図 5 から，3 V 形とする。

(3)　V プーリの選択　　$d_1 = \mathbf{125\ mm}$ で，回転比 2 であるから，

$$d_2 = 125 \times 2 = \mathbf{250}\ [\mathbf{mm}]$$

(4)　V ベルトの長さの選定　　中心距離 $a = 450$ mm，$d_1 = 125$ mm，$d_2 = 250$ mm として，式(3)から V ベルトの長さを求めると，

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

$$= 2 \times 450 + \frac{\pi}{2}(250 + 125) + \frac{(250 - 125)^2}{4 \times 450}$$

$= 1\,498$［mm］

表 6 から，呼び番号 600，長さ 1 524 mm に決める。

(5)　中心距離の決定　　式(9)から正確な中心距離 a を次のように決定する。

$$B = L = \frac{\pi}{2}(d_{e1} + d_{e2}) = 1\,524 - \frac{\pi}{2}(125 + 250)$$

$= 935$［mm］

$$a = \frac{B + \sqrt{B^2 - 2(d_{e2} - d_{e1})^2}}{4}$$

$$= \frac{935 + \sqrt{935^2 - 2(250 - 125)^2}}{4}$$

$\fallingdotseq 463$［mm］

(6)　V ベルトの本数の決定

$\dfrac{d_2 - d_1}{a} = \dfrac{250 - 125}{463} \fallingdotseq 0.27$ から接触角補正係数 K_θ は表 7 より，$K_\theta = 0.96$ である。ベルトの長さによる補正係数 K_L は表 8 から，$K_L = 0.99$ である。また表 9 より，V ベルト 1 本当たりの基準伝動容量 $P_s = 4.32$ kW，回転比による付加伝動容量 $P_a = 0.29$ kW であるから，V ベルト 1 本当たりの補正伝動容量 P_c は，式(10)から，

$$P_c = (P_s + P_a) K_\theta K_L$$
$$= (4.32 + 0.29) \times 0.96 \times 0.99 = 4.38 \text{［kW］}$$

よって，V ベルトの本数 z は，式(11)から，

$$Z = \frac{P_d}{P_c} = \frac{6.6}{4.38} \fallingdotseq 1.51$$

したがって，V ベルトの本数は 2 本とする。

(7)　まとめ

V ベルト：**3 V 600　2 本掛け**

V プーリ：原動 V プーリ　呼び径 125 mm　2 溝

従動 V プーリ　呼び径 250 mm　2 溝

中心距離：**463 mm**

4. 【p. 113】

(1)　設計動力　　表 3 から，負荷補正係数 K_0 は 1.1 とする。式(8)から，設計動力 P_d は，$P_d = PK_0 = 2.2 \times 1.1 = 2.42$［kW］

(2)　V ベルトの種類　　設計動力 2.42 kW，小 V プーリの回転速度は，1 425 min^{-1} であるから，図 5 から，**3 V 形**とする。

(3)　V プーリの選択　　小プーリは，呼び外径 100 mm の V プーリを使用する。大プーリの呼び外径は，$d_2 = 100 \times \dfrac{1\,425}{285} = 500$ となるので，表 5 から，呼び外径 500 mm の V プーリとする。

(4)　V ベルトの長さ　　式(3)から，

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$
$$= 2 \times 850 + \frac{\pi}{2} \times (500 + 100) + \frac{(500 - 100)^2}{4 \times 850}$$

$= 2\,690$［mm］

したがって，表 6 から，呼び番号 **1 060**，長さ **2 692 mm** に決める。

(5)　中心距離の決定　　式(9)から，正確な中心距離 a は，

$$a = \frac{B + \sqrt{B^2 - 2(d_{e2} - d_{e1})^2}}{4}, \quad B = L - \frac{\pi}{2}(d_{e1} + d_{e2})$$

$$B = 2\,692 - \frac{\pi}{2}(100 + 500) = 1\,750$$

$$a = \frac{1\,750 + \sqrt{1\,750^2 - 2(500 - 100)^2}}{4} = 852 \text{［mm］}$$

(6)　V ベルトの本数の決定

表 7 から，接触角補正係数　$K_\theta = 0.93$

表 8 から，ベルトの長さによる補正係数　$K_L = 1.10$

表 9 から，V ベルト 1 本当たりの基準伝動容量　$P_S = 2.55$［kW］

表 9 から，回転比による付加伝動容量　$P_a = 0.23$［kW］

V ベルト 1 本当たりの補正伝動容量 P_C は，式(10)から

$$P_C = (P_S + P_a) K_\theta K_L = (2.55 + 0.23) \times 0.93 \times 1.10$$
$$= 2.84 \text{［kW］}$$

式(11)から，　　$Z = \dfrac{P_d}{P_C} = \dfrac{2.42}{2.84} = 0.852$

したがって，V ベルトの本数は 1 本となる。

(7)　まとめ　　ベルト：V ベルト **3 V 1 060　1 本掛け**

プーリ：原動 V プーリ　呼び径 100［mm］　1 溝

従動 V プーリ　呼び径 500［mm］　1 溝

中心距離：**852 mm**

問 3　【p. 123】

表 13 から，ピッチ 19.05 mm(呼び番号 60(12 A))のローラチェーンの引張強さは，31.3 kN である。引張許容荷重 F_t は，安全率が 15 だから，

$$F_t = \frac{31.3 \times 1\,000}{15} = 2\,087 \text{［N］}$$

式(14)から，

$$v_m = \frac{p z_1 n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{19.05 \times 40 \times 200}{60 \times 1\,000} = 2.54 \text{［m/s］}$$

式(12)から，

$$P = F_t v_m = 2\,087 \times 2.54 = 5\,301\ [\mathrm{W}] = \mathbf{5.30}\ [\mathbf{kW}]$$

問4 【p. 123】

図 12 から，

(1)　原動スプロケット

ピッチ円直径　$d_1 = \dfrac{p}{\sin\dfrac{180^\circ}{z_1}} = \dfrac{19.05}{\sin\dfrac{180^\circ}{40}} = \mathbf{243}\ [\mathbf{mm}]$

外径　$d_{a1} = p\left(0.6 + \cot\dfrac{180^\circ}{z_1}\right)$

$= 19.05 \times \left(0.6 + \cot\dfrac{180^\circ}{40}\right)$

$= \mathbf{253}\ [\mathbf{mm}]$

(2)　従動スプロケット

ピッチ円直径　$d_2 = \dfrac{p}{\sin\dfrac{180^\circ}{z_2}} = \dfrac{19.05}{\sin\dfrac{180^\circ}{25}} = \dfrac{19.05}{\sin 7.2^\circ}$

$= \mathbf{152}\ [\mathbf{mm}]$

外径　$d_{a2} = p\left(0.6 + \cot\dfrac{180^\circ}{z_2}\right)$

$= 19.05 \times \left(0.6 + \cot\dfrac{180^\circ}{25}\right)$

$= \mathbf{162}\ [\mathbf{mm}]$

(3)　チェーンのリンク数　式(15)から，

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{1}{2}(z_1 + z_2) + \frac{p(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a}$$

$$= \frac{2 \times 500}{19.05} + \frac{1}{2} \times (40 + 25) + \frac{19.05 \times (40 - 25)^2}{4\pi^2 \times 500}$$

$= 85.2$　　**86 個**とする。

リンク数 86 として，中心距離を式(15)から計算すると，

$$86 = \frac{2a}{19.05} + \frac{1}{2} \times 65 + \frac{19.05 \times 15^2}{4\pi^2 a}$$

$$a = \frac{1\,019 + \sqrt{1\,019^2 - 4 \times 2 \times 2\,069}}{2 \times 2} = \mathbf{508}\ [\mathrm{mm}]$$

節末問題

1. 【p. 124】

呼び番号 60 のローラチェーンのピッチ p とローラ外径 d_1 は，表 13 より，$p = 19.05$ mm，$d_1 = 11.91$ mm，ピッチ円直径は図 12 から，

$$d = \frac{p}{\sin\dfrac{180^\circ}{z}} = \frac{19.05}{\sin\dfrac{180^\circ}{32}}$$

$$= 194.3 \fallingdotseq \mathbf{194}\ [\mathrm{mm}]$$

外径は，図 12 から，

$$d_a = p\left(0.6 + \frac{1}{\tan\dfrac{180^\circ}{z}}\right)$$

$$= 19.05\left(0.6 + \frac{1}{\tan\dfrac{180^\circ}{32}}\right)$$

$$= 204.8 \fallingdotseq \mathbf{205}\ [\mathrm{mm}]$$

歯底円直径は，図 12 から，

$$d_f = d - d_1 = 194 - 11.91 = 182.09 \fallingdotseq \mathbf{182}\ [\mathrm{mm}]$$

ハブの最大直径は，図 12 から，

$$d_g = p\left(\frac{1}{\tan\dfrac{180^\circ}{z}} - 1\right) - 0.76$$

$$= 19.05\left(\frac{1}{\tan\dfrac{180^\circ}{32}} - 1\right) - 0.76$$

$$= 173.6 \fallingdotseq \mathbf{174}\ [\mathrm{mm}]$$

2. 【p. 124】

呼び番号 80 のローラチェーンのピッチ p は，表 13 から，25.40 mm。リンクの数は式(15)から，

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{1}{2}(z_1 + z_2) + \frac{p(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a}$$

$$= \frac{2 \times 1\,000}{25.40} + \frac{1}{2}(40 + 100) + \frac{25.40 \times (100 - 40)^2}{4\pi^2 \times 1\,000}$$

$= 78.74 + 70 + 2.32 = 150.7$　　**151 個**とする。

3. 【p. 124】

式(12)から，

張り側の張力　　$F_t = \dfrac{P}{v_m} = \dfrac{1.5 \times 1\,000}{1.5} = 1\,000$［N］

安全率は 12 であるから，破断荷重は，

$$1\,000 \times 12 = 12\,000\ [\mathrm{N}] = 12\ [\mathrm{kN}]$$

表 13 から，**40 番**($p = 12.70$ mm)の単列ローラチェーンとする。

原動スプロケットの歯数は，式(14)から，

$$z_1 = \frac{v_m \times 60 \times 1\,000}{n_1 p} = \frac{1.5 \times 60 \times 1\,000}{250 \times 12.70} = 28.3$$　　**28 枚**

とする。

従動スプロケットの歯数　　$z_2 = z_1 i = 28 \times 2 =$ **56 枚**とする。

原動スプロケットのピッチ円直径

$$d_1 = \frac{p}{\sin\dfrac{180^\circ}{z_1}} = \frac{12.70}{\sin\dfrac{180^\circ}{28}} = \mathbf{113}\ [\mathrm{mm}]$$

外径　　$d_{a1} = p\left(0.6 + \cot\dfrac{180^\circ}{28}\right) = 12.70 \times 9.48$

$= \mathbf{120}$［mm］

従動スプロケットのピッチ円直径

$$d_2 = \frac{p}{\sin\dfrac{180^\circ}{z_2}} = \frac{12.70}{\sin\dfrac{180^\circ}{56}} = \mathbf{227}\ [\mathrm{mm}]$$

外径　　$d_{a2} = 12.70 \times \left(0.6 + \cot\dfrac{180^\circ}{56}\right) = \mathbf{234}$［mm］

リンクの数　式(15)から，

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{1}{2}(z_1 + z_2) + \frac{p(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a}$$

$$= \frac{2 \times 400}{12.70} + \frac{28 + 56}{2} + \frac{12.70 \times (56 - 28)^2}{4\pi^2 \times 400}$$

$= 105.6$　**106 個**とする。

リンク数 106 として，中心距離を式(15)から計算すると，

$$106 = \frac{2a}{12.70} + \frac{1}{2}(28 + 56) + \frac{12.70 \times (56 - 28)^2}{4\pi^2 a}$$

$$a = \frac{813 + \sqrt{813^2 - 4 \times 2 \times 3\,200}}{2 \times 2} = \mathbf{403}\ [\mathbf{mm}]$$

注. この解答例では，40 番($p = 12.70$ mm)の単列ローラチェーンを用いたが，50 番($p = 15.875$ mm)を用いて設計してもよい。

4. 【p. 124】

ゆるみ側を上にすると，チェーンが伸びてたるみが大きいときには，スプロケットから離れにくくなり，上下のチェーンが触れ合う場合があるため。

第9章　ブレーキ・ばね

問1　【p. 131】

式(2)の $F = \dfrac{fb}{\mu a}$ から，

$$f = \mu F \frac{a}{b} = 0.2 \times 150 \times \frac{1\,200}{200} = \mathbf{180}\ [\mathrm{N}]$$

問2　【p. 132】

$$W = F\frac{a}{b} = 200 \times \frac{1\,200}{300} = \mathbf{800}\ [\mathrm{N}]$$

$p_a = \dfrac{W}{ht}$ から，$h = \dfrac{W}{p_a t} = \dfrac{800}{0.2 \times 30}$

$$= \mathbf{133}\ [\mathrm{mm}]$$

$$T = f\frac{D}{2} \times 2 = \mu W \frac{D}{2} \times 2 = 0.2 \times 800 \times \frac{400}{2} \times 2$$

$$= \mathbf{64 \times 10^3}\ [\mathrm{N \cdot mm}]$$

問3　【p. 134】

$$f = \frac{2T}{D} = \frac{2 \times 10^6}{300} = 6\,667\ [\mathrm{N}]$$

$\theta = 270^\circ = 1.5\pi$ rad，$\mu = 0.3$ から，$e^{\mu\theta} = e^{0.3 \times 1.5\pi} = 4.11$

式(5)から，　$F_1 = f\dfrac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} = 6\,667 \times \dfrac{4.11}{4.11 - 1}$

$$= 8\,810\ [\mathrm{N}]$$

バンドの幅　$b = \dfrac{F_1}{t\sigma_a} = \dfrac{8\,810}{2 \times 60} = 73.4 \fallingdotseq \mathbf{74}\ [\mathrm{mm}]$

節末問題

1.　【p. 136】

$a = 1\,500$ mm，　$b = 500$ mm，　$\mu = 0.2$，　$D = 400$ mm，

$F = 120$ N から，

$$W = \frac{a}{b}F = \frac{1\,500}{500} \times 120 = \mathbf{360}\ [\mathrm{N}]$$

$$f = \mu W = 0.2 \times 360 = \mathbf{72}\ [\mathrm{N}]$$

$$T = f\frac{D}{2} = 72 \times \frac{400}{2} = \mathbf{14.4 \times 10^3}\ [\mathrm{N \cdot mm}]$$

2. 【p. 136】

$T = f\dfrac{D}{2} = \mu W\dfrac{D}{2}$ から，

$$W = \frac{2T}{\mu D} = \frac{2 \times 120 \times 10^3}{0.2 \times 400} = 3\,000\ [\mathrm{N}]$$

$p_a = \dfrac{W}{ht}$ から，

$$h = \frac{W}{p_a t} = \frac{3\,000}{1 \times 30} = 100\ [\mathrm{mm}]$$

摩擦熱は，

$$\mu p_a v = 0.2 \times 1 \times \frac{\pi \times 400 \times 100}{60 \times 1\,000}$$

$$= \mathbf{0.419}\ [\mathbf{MPa \cdot m/s}]$$

で，1［MPa·m/s］以内であるから過熱の心配はない。

3. 【p. 136】

$F_1 = bt\sigma_a = 120 \times 3 \times 70 = 25\,200$［N］

$\theta = 270^\circ = 1.5\pi$ rad，$\mu = 0.4$ から，$e^{\mu\theta} = 6.59$

式(5)から，

$$f = \frac{F_1(e^{\mu\theta} - 1)}{e^{\mu\theta}} = \frac{25\,200(6.59 - 1)}{6.59} = 21\,400\ [\mathrm{N}]$$

ブレーキトルクは，

$$T = f\frac{D}{2} = 21\,400 \times \frac{500}{2} = \mathbf{5\,350 \times 10^3}\ [\mathbf{N \cdot mm}]$$

4. 【p. 136】

$\mu = 0.3$，$\theta = 270^\circ$ であるから，$e^{\mu\theta} = 4.11$

右回りのとき，式(6)から，

$$f = F\frac{l_1}{l_2}(e^{\mu\theta} - 1) = 200 \times \frac{1\,500}{150}(4.11 - 1)$$

$$= 6\,220\ [\mathrm{N}]$$

$$T = f\frac{D}{2} = 6\,220 \times \frac{400}{2} = \mathbf{1\,244 \times 10^3}\ [\mathbf{N \cdot mm}]$$

左回りのとき，

$$f = F\frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{e^{\mu\theta} - 1}{e^{\mu\theta}} = 200 \times \frac{1\,500}{150} \times \frac{4.11 - 1}{4.11}$$

$= 1\,513$［N］

$$T = f\frac{D}{2} = 1\,513 \times \frac{400}{2} = \mathbf{302 \times 10^3}\ [\mathrm{N \cdot mm}]$$

問4 【p. 141】

式(10)から，

$$\sigma_b = \frac{3Wl}{2Nbh^2} = \frac{3 \times 30 \times 10^3 \times 500}{2 \times 4 \times 200 \times 15^2} = 125\ [\mathrm{N/mm^2}]$$

$$= \mathbf{125\ MPa}$$

$$\delta = \frac{3Wl^3}{8Nbh^3E} = \frac{3 \times 30 \times 1\,000 \times 500^3}{8 \times 4 \times 200 \times 15^3 \times 206 \times 10^3}$$

$$= \mathbf{2.53}\ [\mathrm{mm}]$$

問5 【p. 148】

式(12)から，

$$\delta = \frac{8N_aWD^3}{Gd^4} = \frac{8 \times 14 \times 150 \times 100^3}{78 \times 10^3 \times 12^4} = \mathbf{10.4}\ [\mathrm{mm}]$$

$$c = \frac{D}{d} = \frac{100}{12} = 8.33$$

式(14)から，

$$\kappa = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0.615}{c} = \frac{4 \times 8.33 - 1}{4 \times 8.33 - 4} + \frac{0.615}{8.33}$$

$$= 1.18$$

式(13)から，

$$\tau = \kappa\frac{8WD}{\pi d^3} = 1.18 \times \frac{8 \times 150 \times 100}{\pi \times 12^3} = \mathbf{26.1}\ [\mathrm{MPa}]$$

問6 【p. 148】

式(15)から，

$$\kappa c^3 = \tau\frac{\pi D^2}{8W} = 450 \times \frac{\pi \times 100^2}{8 \times 8 \times 10^3} = 221$$

図 14 から，$c^4 = 990$　　$c = 5.61$

$$d = \frac{D}{c} = \frac{100}{5.61} = 17.8 \fallingdotseq \mathbf{18}\ [\mathrm{mm}]$$

ゆえに，$c = \dfrac{D}{d} = \dfrac{100}{18} = 5.56$

有効巻数 N_a は，式(18)から，

$\delta = H_f - H_s = 280 - 215 = 65$［mm］であるから，

$$N_a = \frac{GD\delta}{8c^4W} = \frac{78.5 \times 10^3 \times 100 \times 65}{8 \times 5.56^4 \times 8 \times 10^3} = 8.34 \fallingdotseq \mathbf{8.5}$$

節 末 問 題

1．【p. 149】

式(9)から，

$$U = \frac{1}{2} W\delta = \frac{1}{2} \times 3.9 \times 10^3 \times 39 = \mathbf{76\,100}\ [\mathrm{N \cdot mm}]$$

ばねの体積 = 断面積 × 1 巻きの長さ × 有効巻数　であるから，

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \pi D N_a = \frac{\pi}{4} \times 10^2 \times \pi \times 55 \times 6 = 81\,400\ [\mathrm{mm^3}]$$

単位体積当たりの弾性エネルギー u は，

$$u = \frac{U}{V} = \frac{76\,100}{81\,400} = \mathbf{0.935}\ [\mathrm{N \cdot mm/mm^3}]$$

2．【p. 149】

式(15)から，

$$\kappa c^3 = \tau \frac{\pi D^2}{8W} = \frac{500 \times \pi \times 26^2}{8 \times 390} = 340$$

図 14 から，$c^4 = 1\,850$　　$c = 6.56$

線材の径　　$d = \dfrac{D}{c} = \dfrac{26}{6.56} = 3.96 \fallingdotseq \mathbf{4.0}$［mm］

ゆえに，$c = \dfrac{D}{d} = \dfrac{26}{4} = 6.5$

有効巻数 N_a は，式(16)から，

$$N_a = \frac{GD\delta}{8c^4W} = \frac{78 \times 10^3 \times 26 \times 32}{8 \times 6.5^4 \times 390} = 11.6 \fallingdotseq \mathbf{12}$$

ゆえに，総巻数 $N_t = 12 + 1 \times 2 = \mathbf{14}$ となる。

密着高さは，式(17)から，$d = 4$ mm であるから，$x = 2$ として，

$$H_s = (N_t - 1)d + x = (14 - 1) \times 4 + 2 = \mathbf{54}\ [\mathrm{mm}]$$

自由高さは式(18)から，

$$H_f = H_s + \delta = 54 + 32 = \mathbf{86}\ [\mathrm{mm}]$$

問7 【p. 152】

式(20)から，$T = \dfrac{2\pi}{\omega} = \dfrac{2\pi}{31.4} = \mathbf{0.2}$［s］

問8 【p. 152】

式(21)から，$f = \dfrac{1}{T} = \dfrac{1}{0.2} = \mathbf{5}$［Hz］

節末問題

1. 【p. 160】

式(21)から，$T = \dfrac{1}{f} = \dfrac{1}{20} = \mathbf{0.05}$［s］

式(22)から，

$$\omega = 2\pi f = 2 \times \pi \times 20 = 125.6 = \mathbf{126}\ [\mathrm{rad/s}]$$

式(19)から，

$$F = -my\omega^2 = -10 \times 10^{-3} \times 126^2 = \mathbf{-159}\ [\mathrm{N}]$$

2. 【p. 160】

式(25)から，

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k}} = 2\pi \times \sqrt{\frac{50}{10\,000}} = \mathbf{0.444}\ [\mathrm{s}]$$

ゆえに，$f = \dfrac{1}{T} = \dfrac{1}{0.444} = \mathbf{2.25}$［Hz］

3. 【p. 160】

このばねの固有振動数を f_n とすると，式(25)から，

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{10 \times 10^3}{10}} = \mathbf{5.03}\ [\mathrm{Hz}]$$

4. 【p. 160】

ばね定数 k は，

$$k = \frac{48EI}{l^3} = \frac{48E\dfrac{\pi}{64}d^4}{l^3} = \frac{48 \times 200 \times 10^3 \times \pi \times 70^4}{1\,500^3 \times 64}$$

$$= 3\,350\ [\mathrm{N/mm}]$$

固有円振動数 $\omega_n = \sqrt{\dfrac{k}{m}}$ と $\omega = \dfrac{2\pi n}{60}$ が等しくなると共振するから，両式から，

危険速度　$n = \dfrac{60}{2\pi}\sqrt{\dfrac{k}{m}} = \dfrac{60}{2\pi}\sqrt{\dfrac{3\,350 \times 1\,000}{200}}$

$= \mathbf{1\,240}\ [\mathrm{min}^{-1}]$

第10章　圧力容器と管路

問1　【p. 165】

式(1)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma} = \frac{1.6 \times 1\,200}{2 \times 80} = \mathbf{12}[\mathrm{mm}]$$

問2　【p. 165】

式(1)から，$\sigma = \dfrac{pD}{2t}$ から p と t が一定ならば，D が大きいほど σ は大きくなる。したがって，内径は小さいほうがよい。

問3　【p. 166】

式(3)から，

$$\sigma_1 = \frac{p(D_2^2 + D_1^2)}{D_2^2 - D_1^2} = \frac{10(1\,200^2 + 800^2)}{1\,200^2 - 800^2} = \mathbf{26.0}\ [\mathrm{MPa}]$$

問4　【p. 168】

$0.385\sigma_a\eta = 0.385 \times 50 \times 0.95 \fallingdotseq 18.3 (> p = 1\ \mathrm{MPa})$

したがって，薄肉円筒容器となり，式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p} = \frac{1 \times 1\,000}{2 \times 50 \times 0.95 - 1.2 \times 1}$$

$$= 10.7 \fallingdotseq \mathbf{11}\ [\mathrm{mm}]$$

問5　【p. 168】

$0.385\sigma_a\eta = 0.385 \times 20 \times 0.95 = 7.32 (< p = 8\ \mathrm{MPa})$

したがって，厚肉円筒容器となり，式(6)から，

$$t = \frac{D}{2}\left(\sqrt{\frac{\sigma_a\eta + p}{\sigma_a\eta - p}} - 1\right) = \frac{100}{2}\left(\sqrt{\frac{20 \times 0.95 + 8}{20 \times 0.95 - 8}} - 1\right)$$

$$= 50\left(\sqrt{\frac{27}{11}} - 1\right) = 50(1.57 - 1) = \mathbf{28.3}\ [\mathrm{mm}]$$

問6　【p. 169】

式(7)から，

$$D = \frac{4t\sigma}{p} = \frac{4 \times 12 \times 80}{1.6} = \mathbf{2\,400}\ [\mathrm{mm}]$$

問7 【p. 170】

$0.665\sigma_a\eta = 0.665 \times 50 \times 0.95 \fallingdotseq 31.6 (> p = 1\ \mathrm{MPa})$

したがって，薄肉球容器となり，式(8)から，

$$t = \frac{pD}{4\sigma_a\eta - 0.4p}$$

$$= \frac{1 \times 1\,000}{4 \times 50 \times 0.95 - 0.4 \times 1} = 5.27 \fallingdotseq \mathbf{5.3}\ [\mathbf{mm}]$$

（安全を考え，計算値より厚くする。）

問8 【p. 170】

$0.665\sigma_a\eta = 0.665 \times 25 \times 0.95 = 15.8 (< p = 20\ \mathrm{MPa})$

したがって，厚肉球容器となり，式(9)から，

$$t = \frac{D}{2}\left(\sqrt[3]{\frac{2(\sigma_a\eta + p)}{2\sigma_a\eta - p}} - 1\right)$$

$$= \frac{200}{2}\left(\sqrt[3]{\frac{2(25 \times 0.95 + 20)}{2 \times 25 \times 0.95 - 20}} - 1\right)$$

$$= \frac{200}{2}\left(\sqrt[3]{\frac{2 \times 43.75}{27.5}} - 1\right)$$

$$= 100 \times 0.471 = \mathbf{47.1}\ [\mathbf{mm}]$$

節末問題

1. 【p. 171】

内径 $D_1 = 40$［mm］，外径 $D_2 = 80$［mm］，板厚 $t = 20$［mm］より，

式(3)から，

$$\sigma_1 = \frac{p(D_2^2 + D_1^2)}{D_2^2 - D_1^2} = \frac{12 \times (80^2 + 40^2)}{80^2 - 40^2} = \mathbf{20}[\mathbf{MPa}]$$

2. 【p. 171】

式(3)から，内壁の応力 σ_1 は，

$$\sigma_1 = \frac{p(D_2^2 + D_1^2)}{D_2^2 - D_1^2} = \frac{6 \times (100^2 + 60^2)}{100^2 - 60^2} = \mathbf{12.8}[\mathbf{MPa}]$$

式(2)から，$D = D_2$ より外壁の応力 σ_2 は，

$$\sigma_2 = \frac{pD_1^2(D_2^2 + D_2^2)}{D_2^2(D_2^2 - D_1^2)} = \frac{6 \times 60^2 \times (100^2 + 100^2)}{100^2 \times (100^2 - 60^2)} = \mathbf{6.75}\ [\mathbf{MPa}]$$

式(2)から，$\sigma_D = \dfrac{pD_1^2(D_2^2 + D^2)}{D^2(D_2^2 - D_1^2)}$

$$\sigma_{80} = \frac{6 \times 60^2 \times (100^2 + 80^2)}{80^2(100^2 - 60^2)} = \mathbf{8.65}\ [\mathbf{MPa}]$$

3. 【p. 171】

水の密度は 1 000 kg/m^3 であるから，20 m^3 の水の質量は 20 000 kg。

よって，水の重量 W は，$20\,000 \times 9.8 = 1.96 \times 10^5$ [N]

これを底面積 $\dfrac{\pi}{4}D^2$ で受けるから，円筒内の圧力 p は，

$$p = \frac{1.96 \times 10^5}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{1.96 \times 10^5}{\frac{\pi}{4} \times 3^2} = 27.7 \times 10^3\ [\mathrm{Pa}] = 0.0277\ [\mathrm{MPa}]$$

（安全を考え，計算値より高い圧力とする）

式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p} + 4$$

$$= \frac{0.0278 \times 3\,000}{2 \times 90 \times 0.95 - 1.2 \times 0.0278} + 4$$

$$= 0.488 + 4 \fallingdotseq \mathbf{4.5}\ [\mathbf{mm}]$$

4. 【p. 171】

$$\sigma_a = \frac{\sigma}{S} = \frac{340}{4} = 85\ [\mathrm{MPa}]$$

$0.385\sigma_a\eta = 0.385 \times 85 \times 0.95 = 31.1\,(> 0.8\ \mathrm{MPa})$

したがって，式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p}$$

$$= \frac{0.8 \times 100}{2 \times 85 \times 0.95 - 1.2 \times 0.8} = 4.98 \fallingdotseq \mathbf{5}\ [\mathbf{mm}]$$

5. 【p. 171】

薄肉円筒と仮定する。式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p}$$

したがって，

$$p = \frac{2\sigma_a\eta t}{D + 1.2t} = \frac{2 \times 40 \times 0.95 \times 10}{1\,000 + 1.2 \times 10}$$

$= 0.7509 \fallingdotseq 0.75$［MPa］

（安全を考え，計算値より低い内圧とする。）

$0.385\sigma_a\eta = 0.385 \times 40 \times 0.95 = 14.6 (> p = 0.75\ \text{MPa})$

したがって，**0.75**［**MPa**］

6. 【p. 171】

薄肉円筒と仮定する。式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p}$$

よって，

$$p = \frac{2\sigma_a\eta t}{D + 1.2t} = \frac{2 \times 60 \times 0.9 \times 8}{400 + 1.2 \times 8} = 2.109$$

$\fallingdotseq 2.10$［MPa］

（安全を考え，計算値より低い内圧とする。）

$0.385\sigma_a\eta = 0.385 \times 60 \times 0.95 = 21.8 (> p = 2.10\ \text{MPa})$

したがって，**2.10**［**MPa**］

7. 【p. 171】

$$\sigma_a = \frac{\sigma_F}{S} = \frac{400}{4} = 100\ \text{［MPa］}$$

$0.385\sigma_a\eta = 0.385 \times 100 \times 0.95 = 36.8 (> p = 0.6\ \text{MPa})$

したがって，薄肉円筒容器となり，

式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p}$$

よって，

$$D = \frac{t(2\sigma_a\eta - 1.2p)}{p}$$

$$= \frac{14 \times (2 \times 100 \times 0.95 - 1.2 \times 0.6)}{0.6} = 4\,416.5$$

$\fallingdotseq$ **4 416**［**mm**］

（安全を考え，計算値より小さい内径とする。）

8. 【p. 171】

薄肉球と仮定する。式(8)から，

$$t = \frac{pD}{4\sigma_a\eta - 0.4p}$$

$$p = \frac{4\sigma_a\eta t}{D + 0.4t} = \frac{4 \times 50 \times 0.95 \times 15}{1\,000 + 0.4 \times 15}$$

$$= 2.833 \fallingdotseq \mathbf{2.83}\ [\mathrm{MPa}]$$

（安全を考え，計算値より低い圧力とする。）

9. 【p. 171】

p. 164 の「軸方向の応力」で述べているように，軸方向の応力は円周方向の応力の $\frac{1}{2}$ であるから，長軸は**円周方向**にとるのがよい。

問9 【p. 175】

式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p} + 1$$

$$= \frac{0.8 \times 65}{2 \times 100 \times 1 - 1.2 \times 0.8} + 1$$

$$= \mathbf{1.26}\ [\mathrm{mm}]$$

問10 【p. 175】

式(10)から，

$$D = 2\,000\sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 2\,000\sqrt{\frac{7}{3\pi}} = 1\,724\ [\mathrm{mm}]$$

式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p}$$

$$= \frac{1 \times 1.724}{2 \times 25 \times 0.8 - 1.2 \times 1}$$

$$= \mathbf{44.4}\ [\mathrm{mm}]$$

節 末 問 題

1. 【p. 182】

式(10)から，

$$D = 2\,000\sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 2\,000\sqrt{\frac{0.2}{2.5\pi}} = 319\ [\mathrm{mm}]$$

$0.385\sigma_a\eta = 0.385 \times 75 \times 0.9 \fallingdotseq 25.98 (> p = 2.5\ \mathrm{MPa})$

したがって，式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p} = \frac{2.5 \times 319}{2 \times 75 \times 0.9 - 1.2 \times 2.5}$$

$$= 6.04 \fallingdotseq 6\ [\mathrm{mm}]$$

管の外径 D_0 は，

$$D_0 = D + 2t = 320 + 2 \times 6 = 332\ [\mathrm{mm}]$$

よって，表3から，呼び径 **350 A × Sch 20** に決める。

2. 【p. 182】

式(10)から，

$$D = 2\,000\sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 2\,000\sqrt{\frac{0.25}{2\pi}} = 399 \fallingdotseq \mathbf{400}\ [\mathbf{mm}]$$

表3から，呼び径 **450 A** に決める。

3. 【p. 182】

式(10)から，

$$v_m = \frac{Q}{A} = \frac{0.5}{\frac{\pi}{4} \times \left(\frac{400}{1\,000}\right)^2} = \mathbf{3.98}\ [\mathbf{m/s}]$$

4. 【p. 182】

式(10)から，

$$D = 2\,000\sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 2\,000\sqrt{\frac{0.03}{\pi \times 1}} = 195.4\ [\mathrm{mm}]$$

表3から，呼び径 **200 A** に決める。

$t = 5.8$ mm より，

$$D = D_0 - 2t = 216.3 - 2 \times 5.8 = 204.7\ [\mathrm{mm}]$$

式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2\,p}$$

したがって，

$$p = \frac{2\sigma_a\eta t}{D + 1.2t} = \frac{2 \times 80 \times 1 \times 5.8}{204.7 + 1.2 \times 5.8} = 4.384$$

$$= \mathbf{4.38}\ [\mathbf{MPa}]$$

（安全を考え，計算値より低い圧力とする）

5. 【p. 182】

式(5)から，

$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p} \qquad \eta = 1.0 \text{ とする}$$

よって，

$$p = \frac{2\sigma_a\eta t}{D + 1.2t} = \frac{2 \times 80 \times 1 \times 5}{150 + 1.2 \times 5} = 5.128$$

$$\fallingdotseq \mathbf{5.13}\ [\mathrm{MPa}]$$

（安全を考え，計算値より低い圧力とする）

$$v_m = \frac{Q}{A} = \frac{0.045}{\frac{\pi}{4} \times \left(\frac{150}{1\,000}\right)^2} = \mathbf{2.55}\ [\mathrm{m/s}]$$

6. 【p. 182】

表 3 から，

1 B × Sch 40 の規格は，外径 $D_0 = 34$ mm，肉厚 $t = 3.4$ mm であるので，内径 D は，

$$D = D_0 - 2t = 34 - 2 \times 3.4 = 27.2\ [\mathrm{mm}]$$

式(10)から，

$$v_m = \frac{Q}{A} = \frac{0.005}{\frac{\pi}{4} \times \left(\frac{27.2}{1\,000}\right)^2} = \mathbf{8.60}\ [\mathrm{m/s}]$$

7. 【p. 182】

式(10)から，

$$D = 2\,000\sqrt{\frac{Q}{\pi v_m}} = 2\,000 \times \sqrt{\frac{0.01}{\pi}} = \mathbf{113}\ [\mathrm{mm}]$$

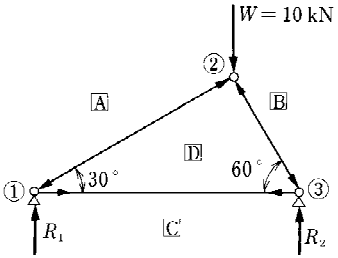
式(5)から，

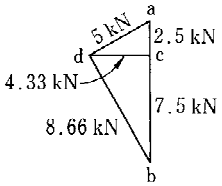
$$t = \frac{pD}{2\sigma_a\eta - 1.2p} + 1$$

$$= \frac{0.5 \times 113}{2 \times 80 \times 1 - 1.2 \times 0.5} + 1 = \mathbf{1.35}\ [\mathrm{mm}]$$

第11章　構造物

問1 【p. 189】





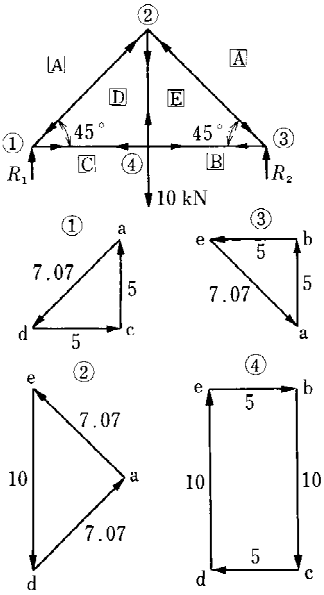
反力 $R_1 - ca - 2.5\ \mathrm{kN}$　　$R_2 - bc - 7.5\ \mathrm{kN}$
組子①②の内力　　$ad = 5\ \mathrm{kN}$（圧縮材）
組子②③の内力　　$bd = 8.66\ \mathrm{kN}$（圧縮材）
組子③①の内力　　$cd - 4.33\ \mathrm{kN}$（引張材）

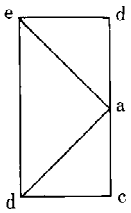
図 12

節末問題

1. 【p. 192】

(1)

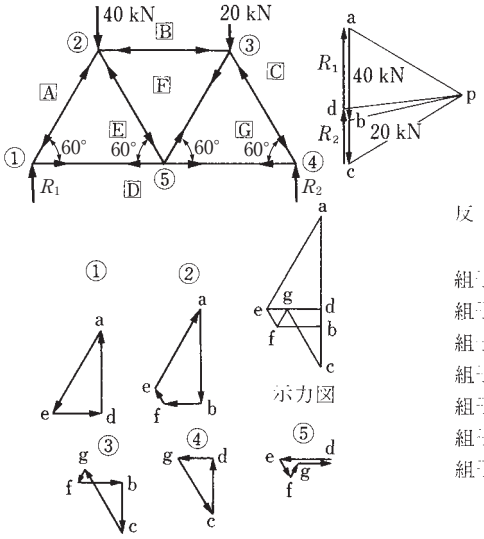




反　力　　$R_1 = R_2 = 5\ \mathrm{kN}$
組子①②　7.07 kN（圧縮）
組子②③　7.07 kN（圧縮）
組子③④　5 kN　（引張り）
組子④①　5 kN　（引張り）
組子④②　10 kN　（引張り）

図 13

(2)

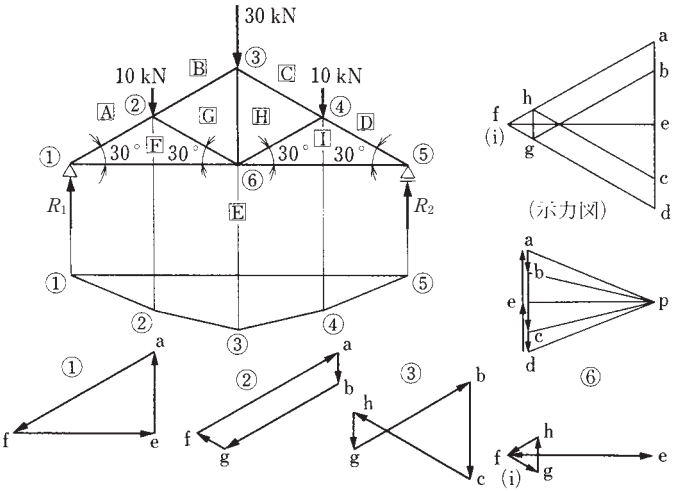


反　力　$R_1 = 35$ kN
　　$R_2 = 25$ kN

組子①②(圧縮)	40 kN
組子②③(圧縮)	15 kN
組子③④(圧縮)	29 kN
組子④⑤(引張り)	14.5 kN
組子⑤①(引張り)	20 kN
組子③⑤(引張り)	5.5 kN
組子⑤②(圧縮)	5.6 kN

図 14

(3)



節点①と⑤，②と④は対称図形となる。

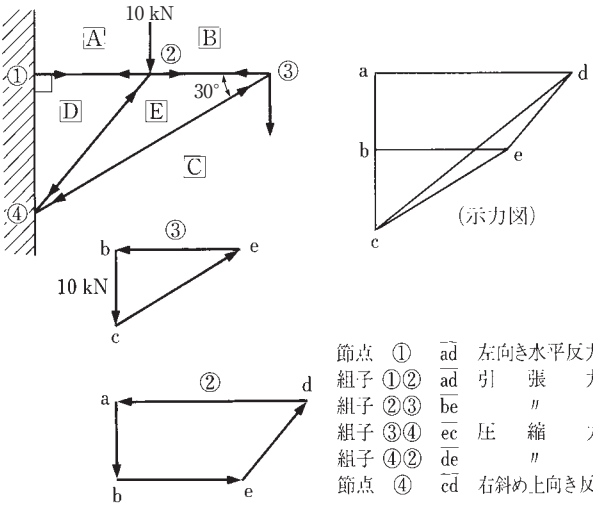
反　力　節点①　$\overline{ea}$　25 kN
　　節点⑤　$\overline{de}$　25 kN

組子①②(④⑤)	$\overline{fa}$	($\overline{df}$)	圧縮力　50 kN
組子②③(③④)	$\overline{bg}$	($\overline{hc}$)	圧縮力　40 kN
組子⑥①(⑤⑥)	$\overline{fe}$	($\overline{ei}$)	引張力　43.3 kN
組子⑥②(④⑥)	$\overline{fg}$	($\overline{hi}$)	圧縮力　8.66 kN
組子③⑥	$\overline{hg}$		引張力　10 kN

図 15

2. 【p. 192】

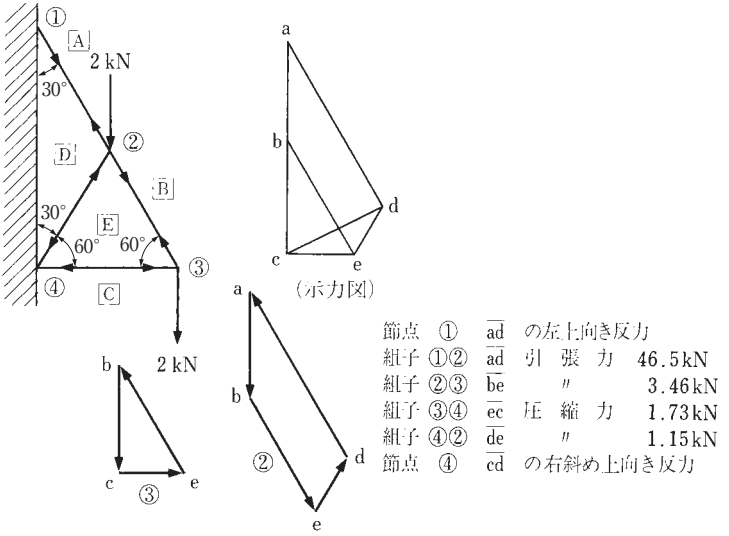
(1)



節点 ①	$\overline{ad}$	左向き水平反力	（壁の反力）	
組子 ①②	$\overline{ad}$	引　張　力	25.6 kN	
組子 ②③	$\overline{be}$	〃	17.3 kN	
組子 ③④	$\overline{ec}$	圧　縮　力	20 kN	
組子 ④②	$\overline{de}$	〃	13 kN	
節点 ④	$\overline{cd}$	右斜め上向き反力	（壁の反力）	

図 16

(2)



節点 ①	$\overline{ad}$	の左上向き反力	
組子 ①②	$\overline{ad}$	引　張　力	46.5 kN
組子 ②③	$\overline{be}$	〃	3.46 kN
組子 ③④	$\overline{ec}$	圧　縮　力	1.73 kN
組子 ④②	$\overline{de}$	〃	1.15 kN
節点 ④	$\overline{cd}$	の右斜め上向き反力	

図 17

節 末 問 題

1. 【p. 198】

表 1(a)から，

$$\sigma = \frac{W}{hl} \qquad \text{ゆえに，} \quad l = \frac{W}{h\sigma}$$

$$\sigma = 430\ \text{MPa} \qquad \sigma_a = \frac{\sigma}{S} = \frac{430}{5}\ [\text{MPa}]$$

$$\text{ゆえに，} \ l = \frac{W}{h\sigma_a} = \frac{45\,000 \times 5}{12 \times 430} = \mathbf{43.6}\ [\mathbf{mm}]$$

2. 【p. 198】

表 1(b)から，

$$\sigma = \frac{W}{(h_1 + h_2)\,l}$$

$$\text{ゆえに，} \ W = \sigma_a (h_1 + h_2)\,l = 120 \times (3 + 3) \times 50$$

$$= \mathbf{360}\ [\mathbf{kN}]$$

3. 【p. 198】

表 1(c)から，

$$\sigma = \frac{W}{hl}$$

$$\text{ゆえに，} \ h = \frac{W}{\sigma l} = \frac{500 \times 10^3}{150 \times 400} = 8.33$$

$$\fallingdotseq \mathbf{8.4}\ [\mathbf{mm}]$$

4. 【p. 198】

表 1(d)から，

$$\sigma_b = \frac{6WL}{lh^2} = \frac{6 \times 10\,000 \times 45}{150 \times 20^2} = \mathbf{45}\ [\mathbf{MPa}]$$

$$\tau_{\max} = \frac{W}{hl} = \frac{10\,000}{20 \times 150} = \mathbf{3.33}\ [\mathbf{MPa}]$$

第12章　器具・機械の設計

節末問題

1. 【p. 260】

教科書と同様にして求めた解答例を示す(記号は教科書による)。

(1)　機構からの形状･寸法

$\theta_1 = 8°$，$\theta_2 = 70°$ として，

$l = 120$［mm］　$h_1 = 34$［mm］　$h_2 = 224$［mm］　$a_1 + a_2 = 60$［mm］

縮小高さ 94［mm］　最大高さ 284［mm］

全揚程の中央位置のアームの角度　$\theta' = 33°$

(2)　主要部の設計

1)　ねじ棒　　メートル台形ねじ　　Tr 16 × 4

2)　ねじのはめあい部の長さ　　$L = 25$［mm］

3)　ベース取付ピン　$\tau_a = 65$ MPa として，　$d = 8.5$［mm］

4)　アーム　$l = 120$［mm］，$t_2 = 2.5$［mm］，$b = 22$［mm］，座屈荷重 $W_b = 4\,040$［N］

5)　ハンドルの回転半径　　$R_h = 160$［mm］

ハンドルを回す力　　$F_h = 98.8$［N］

6)　ハンドル棒の太さ　　$\tau_a = 130$ MPa として，　$d_h = 9$［mm］

7)　スラスト軸受　平面座スラスト玉軸受　　呼び番号 51102

2. 【p. 260】

本文と同じ条件として考える。

(1)　モジュール　モジュールを $m_1 = 3$ mm，$m_2 = 4$ mm と仮定する。

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{4}{3} = \frac{z_1 + z_2}{z_3 + z_4} = \frac{144}{108} = \frac{24 + 120}{17 + 91}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{120 \times 91}{24 \times 17} \fallingdotseq 26.2$$

$i = 25$ より離れすぎる。分子を調整して $i = \dfrac{113 \times 90}{24 \times 17} = 24.9 \fallingdotseq 25$ とする。また，かみあう歯車の歯数は互いに素が望まれるから，$z_1 = 24$，$z_2 = 113$，$z_3 = 17$，$z_4 = 90$ とする。(入力側･出力側の中心距離は一致しない。)

(2)　中心距離

入力側　$a_1 = \dfrac{m_1(z_1 + z_2)}{2} = \dfrac{3 \times (24 + 113)}{2} = 205.5$［mm］

出力側　$a_2 = \dfrac{m_2(z_3 + z_4)}{2} = \dfrac{4 \times (17 + 90)}{2} = 214$［mm］

(3)　材質　歯面強さから材質を決めると，

入力側の歯車　　S 43 C（HB 170）（焼ならし）

出力側の歯車　　S 43 C（HV 520）（高周波焼入れ）

(4)　軸と軸受　　入力軸は電動機の軸端の直径が 38 mm であるから，これにあわせて 38 mm とする。中間軸，出力軸は軸のねじり強さから求め，軸のたわみなども考慮する。軸受も軸受にかかる荷重によって決めるが，本文の例から次のようにする。

入力軸　$d_{s1} = 38$ mm　軸受 6209（内径 45 mm）

中間軸　$d_{s2} = 45$ mm　軸受 6210（内径 50 mm）

出力軸　$d_{s3} = 60$ mm　軸受 6213（内径 65 mm）

なお，中心距離を入・出力軸とも一致させるには $m_1 = 4$ mm，$m_2 = 5$ mm とすれば，歯数は次のようになる。

$$z_1 = 19,\quad z_2 = 101,\quad z_3 = 17,\quad z_4 = 79$$

$$a = 240 \text{ mm} \qquad i = 24.7$$

歯車の材質は上記と同じでよい。

以上の結果をまとめると次のようになる。

［課題の主な項目の例］

区　　分		解　答　例				中心距離を一致させた例			
		入力側		出力側		入力側		出力側	
		小	大	小	大	小	大	小	大
モジュール m［mm］		3		4		4		5	
歯　　数 z		24	113	17	90	19	101	17	79
歯　　幅 b［mm］		35	32	45	40	45	40	55	50
中心距離 a［mm］		205.5		214		240		240	
材　料	調　　質	焼ならし		高周波焼入		焼ならし		高周波焼入	
S 43 C	歯面強さ	HB 170		HV 520		HB 170		HV 520	
軸の太さ		入力軸　38 mm		中間軸　45 mm		出力軸　60 mm			
軸受番号		6209（内径 45 mm）		6210（内径 50 mm）		6213（内径 65 mm）			

3. 【p. 260】

400 W の電動機の減速装置で，生徒が実際に製作しやすいものとして出題した。歯車箱は，透明なアクリル板などでつくれば，小ねじや接着剤で容易に組み立てられる。ここでは，主として歯車の決定について述べる。

(1) 機構の決定

$P = 400$ W，$n = 1\,800$ min^{-1}，$i = 1/12$，特別な負荷変動や衝撃などはない減速装置であるから，設計例と同じ機構として設計を進める。

(2) 歯車の歯数とモジュール

入力側と出力側の中心距離を一致させると，

$$a = \frac{m_1(z_1 + z_2)}{2} = \frac{m_2(z_3 + z_4)}{2}$$

仮りに，$m_1 = 1.5$ mm，$m_2 = 2$ mm，$z_1 = z_3 = 17$ とし，歯数を互いに素にすれば，

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{71}{17} \times \frac{49}{17} = 12.038$$

となり，条件を満足する。

したがって，中心距離は，

$$a_1 = \frac{m_1(z_1 + z_2)}{2} = \frac{1.5 \times (17 + 71)}{2} = 66 \text{ mm}$$

$$a_2 = \frac{m_2(z_3 + z_4)}{2} = \frac{2 \times (17 + 49)}{2} = 66 \text{ mm}$$

$a_1 = a_2 = 66$ mm となる。

(3) 軸と軸受

$n = 1\,800$ min^{-1}，滑りを 4% として，$n_1 = 1\,800 \times 0.96 = 1\,728$ min^{-1}

軸の許容ねじり応力　$\tau_a = 25$ MPa とする。

$$\text{入力軸}\quad d_1 = 36.5\sqrt[3]{\frac{P}{\tau_a n_1}} = 36.5\sqrt[3]{\frac{400}{25 \times 1\,728}} = 7.66$$

400 W の低圧三相かご形誘導電動機の軸径は $D = 14$ mm であるから，$d_1 = 14$ mm とする。転がり軸受の内径 15 mm のものを使用する(軸受番号 6902；教科書で示している 62 系では大きすぎるので，より小さいものを JIS ハンドブック「機械要素」で探し，69 系を使うこととする)。

中間軸の回転数　$n_2 = n_1 \times z_1/z_2 = 1\,728 \times 17/71$

$= 414\ \mathrm{min}^{-1}$

中間軸の軸径　$d_2 = 36.5\sqrt[3]{\dfrac{P}{\tau_a n_2}} = 36.5\sqrt[3]{\dfrac{400}{25 \times 414}}$

$= 12.3\ \mathrm{mm}$

歯車軸を $d_2 = 16\ \mathrm{mm}$，転がり軸受は入力軸と同じにする。

出力軸の回転数　$n_3 = n_1 \dfrac{z_2}{z_1} \cdot \dfrac{z_4}{z_3} = 1\,728 \times \dfrac{17 \times 17}{71 \times 49}$

$= 144\ \mathrm{min}^{-1}$

出力軸の軸径　$d_3 = 36.5\sqrt[3]{\dfrac{P}{\tau_a n_3}} = 36.5\sqrt[3]{\dfrac{400}{25 \times 144}}$

$= 17.5\ \mathrm{mm}$　　$d_3 = 18\ \mathrm{mm}$

転がり軸受の内径 20 mm を使用する（軸受番号 6904）。

(4)　歯車の設計

設計例に準じて，歯車のモジュールを歯の強さから検討する。

(a)　入力軸の歯車のモジュール

$m_1 = 1.5\ \mathrm{mm}$ と仮定して，　$d_1 = m_1 z_1 = 1.5 \times 17 = 25.5$

$$v_1 = \frac{\pi d_1 m_1}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 25.5 \times 1\,728}{60\,000} = 2.31\ \mathrm{m/s}$$

歯に働く円周力 F_1［N］は，　$F_1 = \dfrac{P}{v_1} = \dfrac{400}{2.31} = 173\ \mathrm{N}$

$K = 10$ とすれば，$b_1 = m_1 K = 1.5 \times 10 = 15$，$d_1 = 1.5 \times 17 = 25.5$

$V_1 = \dfrac{z_2}{z_1} = \dfrac{71}{17} = 4.28$，　$Z_H = 2.49$，　$Z_E = 189.8\sqrt{\mathrm{MPa}}$，　$K_A = 1$，

$K_V = 1.2$，$S_H = 1$ として，

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_1}{d_1 b_1} \cdot \frac{V_1 + 1}{V_1}}\, Z_H Z_E \sqrt{K_A}\, \sqrt{K_V}\, S_H$$

$$= \sqrt{\frac{173 \times 5.28}{25.5 \times 15 \times 4.28}} \times 2.49 \times 189.8 \times \sqrt{1} \times \sqrt{1.2} \times 1$$

$= 387\ \mathrm{MPa} < \mathrm{S\,25\,C}$　HB 120 = 405

から，材料は，S 25 C（HB 120）とする。したがって，$m_1 = 1.5\ \mathrm{mm}$ と決定する。

(b)　出力軸の歯車のモジュール

$m_2 = 2$ mm と仮定すれば，$d_3 = m_2 z_3 = 2 \times 17 = 34$ mm

周速度　$V_2 = \dfrac{\pi m_2 z_3 n_2}{60 \times 1\,000} = \dfrac{\pi \times 2 \times 17 \times 414}{60 \times 1\,000} = 0.737$ m/s

円周力　$F_2 = \dfrac{P}{v_2} = \dfrac{400}{0.737} = 543$ N

$b_2 = m_2 K = 2 \times 10 = 20$ mm，　$V_2 = \dfrac{z_4}{z_3} = \dfrac{49}{17} = 2.88$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_2}{d_3 b_2} \cdot \frac{V_2 + 1}{V_2}}\, Z_H Z_E \sqrt{K_A}\, \sqrt{K_V}\, S_H$$

$$= \sqrt{\frac{543 \times 3.88}{34 \times 20 \times 2.88}} \times 2.49 \times 189.8 \times \sqrt{1} \times \sqrt{1.2} \times 1$$

$= 537$ MPa ＜ S 48 C　HB 230 = 540

から，材料は，S 48 C(HB 230)とする。したがって，$m_2 = 2$ mm と決定する。

(c)　歯車の形状および各部の寸法

入力軸の小歯車は軸と一体とする。中間軸の大歯車，小歯車および出力軸の大歯車は円板形 A 形とする(軽荷重なのでハブをつけない)。各部の寸法は表 8(教科書 p. 66)から，次のように求める。

1)　入力側小歯車

基準円直径　$d_1 = m_1 z = 1.5 \times 17 = 25.5$ mm

外　　径　$d_{a1} = m_1 (z_1 + 2) = 1.5 \times (17 + 2) = 28.5$ mm

2)　中間軸大歯車

基準円直径　$d_2 = m_1 z_2 = 1.5 \times 71 = 106.5$ mm

外　　径　$d_{a2} = m_1 (z_2 + 2) = 1.5 \times (71 + 2) = 109.5$ mm

軸穴径　$d_{s2} = 16$ mm

3)　中間軸小歯車

基準円直径　$d_3 = m_2 z_3 = 2 \times 17 = 34$ mm

外　　径　$d_{a3} = m_2 (z_3 + 2) = 38$ mm

軸穴径　$d_{s3} = 16$ mm

4)　出力軸大歯車

基準円直径　　$d_4 = m_2 z_4 = 2 \times 41 = 82$ mm

外　　径　　$d_{a4} = m_2(z_4 + 2) = 2 \times (41 + 2)$

$= 86$ mm

軸穴径　　$d_{s4} = 18$ mm

歯車の諸元　［単位 mm］

名　称	記号	入力側		出力側	
		小歯車[1]	大歯車[2]	小歯車[3]	大歯車[4]
歯車の形		軸と一体	円板 A 形	円板 A 形	円板 A 形
モジュール	m	1.5		2	
歯数	Z	17	71	17	49
歯幅	b	15		20	
基準円直径	d	25.5	106.5	34	82
外径	d_a	28.5	109.5	38	86
軸穴経	d_s		16	16	18
キー寸法	$b \times h$		5 × 5	5 × 5	6 × 6
キー溝の深さ	t_2		2.3	2.3	2.8

4. 【p. 260】

教科書の設計例と同様な機構として求めた主要寸法の解答例を示す。

(1)　機構　一人で操作し，ハンドルを回す力 $F = 150$［N］，ハンドルの腕の長さ $L_h = 350$［mm］とする。

(2)　主要部の計算

(a)　ワイヤロープ

安全率 6 として，ワイヤロープは 24 本線 6 より A 種，直径　$d = 10$ mm

(b)　巻　胴

$\dfrac{\text{ロープピッチ円直径 } D_D}{\text{ワイヤロープ直径 } d} \fallingdotseq 18$ として，一般構造用炭素鋼鋼管 STK 490 を使用，

外径 $D = 190.7$［mm］，$t = 5$［mm］，$D_D \fallingdotseq 201$［mm］

巻胴フランジ径 270［mm］，ロープ止め金具直径 13［mm］

必要な巻数　$z = \dfrac{L \times 1\,000}{\pi D_D} = \dfrac{20 \times 1\,000}{\pi \times 201} = 31.7 \fallingdotseq 32$

$p = d + 1 = 10 + 1 = 11$［mm］

$l = pz + d = 11 \times 32 + 10 = 362$［mm］

となるので，余裕とワイヤーロープの伸びを考えてロープの巻始めから終わりまでの巻胴の長さを 400 mm とする。したがって，巻胴の長さは取付けなどを考えて，500 mm とする。

(c)　歯　車

全体の機械効率 $\eta = 0.83$

歯車の速度伝達比　$i = \dfrac{z_2}{z_1} \cdot \dfrac{z_4}{z_3} = \dfrac{55}{16} \times \dfrac{83}{16} = 17.8$

歯車[3] S 35 C　[4] SC 450

歯車	モジュール［mm］	歯数	基準円直経［mm］	歯　幅［mm］
[1]	5	16	80	50
[2]	5	55	275	40
[3]	5	16	80	50
[4]	5	83	415	45

歯車[4]と巻胴との締結ボルト　取付円直径 240［mm］，ボルト M 12　6 本

(d)　軸と軸受

図 18 のような計画図として，

原動軸，中間軸の直径 $d_{\mathrm{I}} = d_{\mathrm{II}} = 30$ mm

原動軸のハンドル差込み部の正方形の一辺 $b = 21$ mm

$M_{\max} = M_d$(巻終り) $= 473\,000$［N·mm］

巻胴軸直径 $d_{\mathrm{III}} = 40$［mm］

(e)　ハンドル

SS 400　腕の根元の幅

$s = 60$［mm］

厚さ $t = 8$［mm］

腕の長さ $L_h = 350$［mm］

(f)　ブレーキ

ねじブレーキのおねじ　外径 42［mm］，谷の径 34［mm］，ピッチ 8［mm］，2 条左角ねじ

摩擦円板の外径　120［mm］，

ライニングの内径 70［mm］

(g)　つめ車

歯先円直径 $D_R = 140$［mm］，歯数 $z = 14$，モジュール $m = 10$［mm］，つめ軸直径 25［mm］

軸受けブッシュ　［単位 mm］

	内径	外径	長さ
原動軸・中間軸	30	38	40
巻　胴　軸	40	50	50

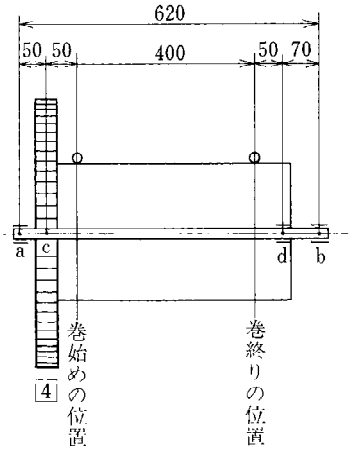


図 18　手巻ウインチの計画図