

## 練習問題解答

### solutions to problems

ここでの解答は、解き方の過程をできるだけ略さずに解説することを目的としたため、計算の必要な問題に限って記載した。

#### 2章 機械材料と強度および安全率

問題 2・1  $d = \phi 20$  mm の軸外周の応力は、

$$\tau_{\max} = \frac{16 T_{\max}}{\pi d^3} = \frac{16 \times 1.2 \times 100 \times 10^3}{\pi \times 20^3} = 76.4 \text{ N/mm}^2$$

であり、 $\alpha = 1.3$  の応力集中部では、 $\tau_{\max w} = \alpha \times \tau_{\max} = 1.3 \times 76.4 = 99.3 \text{ N/mm}^2$  となる。

許容応力は例題 2・1 の結果より、 $\tau_{aw} = 91.3 \text{ N/mm}^2$  であるから、 $\tau_{\max w} / \tau_{aw} = 99.3 / 91.3 = 1.08$  となる。最悪のケースでは、許容応力より 8% 大きい使用応力が働くことになるが、この程度は無視しようとする。

問題 2・2 応力集中部の使用せん断応力  $\tau_{\max w}$  を許容応力  $\tau_{aw}$  とする。すなわち、 $\tau_{aw} \equiv \tau_{\max w} = \alpha T_{\max} / Z_p = 61.8 \text{ N/mm}^2$  であるから、

$$T_{\max} = \frac{\tau_{aw}}{\alpha} \times Z_p = \frac{61.8}{1.3} \times 1570 = 74635 \text{ Nmm}$$

すなわち  $T_{\max} \doteq 75 \text{ Nm}$  となる。

問題 2・3 表 2・6 より、 $r_w = 0.17$ 。両振りトルク  $T_{\max} = T_{aw}$ 、 $T_m = 0$  より、 $f_m = 1.1$ 、 $f_s = 1.5$ 。図 2・9(a) において、 $r/d = 0.1$ 、 $D/d = 1.2$  より、応力集中係数  $\alpha = 1.3$ 。図 2・10 において、 $r = 0.1$ 、 $d = 2 \text{ mm}$  より、切欠き感度係数  $q = 0.72$ 。

ピーターソンの式(2・4)より、切欠き係数  $\beta_k = 1 + q(\alpha - 1) = 1 + 0.72 \times (1.3 - 1) = 1.22$ 。図 2・15(a) より、 $d = \phi 20$  軸の寸法効果に対する影響係数  $\xi_1 = 0.95$ 。図 2・16 より、軸表面研削仕上げに対する影響係数  $\xi_2 = 1$ 。

以上の各係数を式(2・21)に代入して両振り繰返しねじり応力に対する安全率  $S_{fw}$  を求めると、

$$S_{fw} = \frac{f_m \cdot f_s}{r_w} \cdot \frac{\beta_k}{\xi_1 \cdot \xi_2} = \frac{1.1 \times 1.5}{0.17} \cdot \frac{1.22}{1 \times 0.95} = 12.5.$$

したがって、両振りねじりに対する許容せん断応力  $\tau_{aw}$  は、式(2・20)より、

$$\tau_{aw} = \frac{\sigma_B}{S_{fw}} = \frac{402}{12.5} \doteq 32.2 \text{ N/mm}^2$$

許容応力と使用応力  $\tau_{\max w}$  とを等置すると、

$$\tau_{aw} = \tau_{\max w} = \alpha \frac{T_{aw}}{Z_p} = 1.3 \frac{T_{aw}}{1570} = 32.2 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{許容両振りねじりトルク } T_{aw} = \frac{\tau_{aw} Z_p}{\alpha} = \frac{32.2 \times 1570}{1.3} = 38888 \text{ Nmm} \doteq 39 \text{ Nm}$$

また、予想される疲れ限度  $\tau_w = r_w \times \sigma_B = 0.17 \times 402 = 68.3 \text{ N/mm}^2 > 32.2 \text{ N/mm}^2$  であるから、十分安全であると考えられる。

なお、練習問題 2・1, 2・2, 2・3 の結果より、静的トルク  $T_{\max} = 120 \text{ Nm}$  を 1 とすると、片振りトルクと両振りトルクは、それぞれ 63%, 33% 程度の大きさになることがわかる。

### 3章 | 締結・接合要素

**問題 3・1** M8 並目メートルねじのピッチ  $P$  は、1.25 mm であるので、

谷径  $d_1 = d - 1.082532 P = 6.65 \text{ mm}$ , 有効径  $d_2 = d - 0.649519 P = 7.19 \text{ mm}$ ,

ねじれ角  $\beta = P/\pi d_2 = 1.25/(3.14 \times 7.19) = 0.0554 = 3.17^\circ$

**問題 3・2** M8 並目ねじのピッチは 1.25 mm, 細目ねじのピッチは 1 mm であるので、それぞれの有効断面積  $A_s$  は、

$A_s = \pi d_s^2/4 = \pi(d - 0.938194P)^2/4$  より、

並目ねじ  $A_s = 36.6 \text{ mm}^2$ , 細目ねじ  $A_s = 39.2 \text{ mm}^2$  となる。

強度区分 4.8 の保証荷重応力は、 $310 \text{ N/mm}^2$  であることから、保証荷重は、

並目ねじ： $36.6 \times 310 = 11346 \text{ N}$ , 細目ねじ： $39.2 \times 310 = 12152 \text{ N}$

**問題 3・3** 谷径は、 $d_1 = d - P = 15 \text{ mm}$ , 有効径は、 $d_2 = d - 0.5 P = 17.5 \text{ mm}$

**問題 3・4** 式(3・10)より、三角ねじにおける摩擦角  $\rho'$  を求めると、

$$\rho' = \tan^{-1} \mu' = \tan^{-1} \{ \mu / \cos(\alpha/2) \} = \tan^{-1} \{ 0.15 / \cos(60/2) \} = 9.83^\circ$$

$$\text{有効径 } d_2 = d - 0.649519P = 16.0 - 0.649519 \times 2 = 14.701$$

リード角は、一条ねじであることから、 $l = P$ 。したがって、

$$\tan \beta = \frac{l}{\pi d_2} = \frac{2}{\pi \times 14.701} = 0.0433 \quad \therefore \beta = 2.48^\circ$$

$$\text{よって、ねじの効率 } \eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho')} = \frac{\tan(2.48)}{\tan(2.48 + 9.83)} = 0.198 \doteq 0.2$$

**問題 3・5** (a) 式(3・48)において、へたり量を無視して  $F_{\min}$  を求めると、

$$F_{\min} = F_c + 0.2F_c = 1.2 \times (1 - \phi) \times W = 1.2 \times 0.78 \times 30000/3 = 9.36 \text{ kN}$$

(b)  $Q$  の値を用いて、 $F_{\min}$  より  $F_{\max}$  を求めると、

$$F_{\max} = Q \times F_{\min} = 1.4 \times 9.36 = 13.1 \text{ kN}$$

よって、式(3・23)より、ねじの有効断面積を求めると、 $A_s = F_{\max}/(0.7\sigma_Y) = 13.1/(0.7 \times 240) = 78.0 \text{ mm}^2$

したがって、第1選択から呼び径を選ぶと、M12となる。

(c) 締付けトルクは、 $T_r = KFd = KF_{\min}d = 0.2 \times 9.36 \times 12 = 23.04 \text{ kN} \cdot \text{mm}$

**問題 3・6** (a) テーブルの摩擦力  $F_f = 0.1 \times 9.8 \times 10 = 9.8 \text{ N}$

テーブルの加速によって生じるねじ部の軸力  $F_j = 10 \times 0.8/0.2 = 40 \text{ N}$

(b) 式(3・15)より、ねじ軸に必要なトルクは、 $T_r = F \tan(\beta + \rho') \cdot (d_2/2)$

で与えられる。よって、 $d_2 = d - 0.5P = 20 - 2.5 = 17.5 \text{ mm}$ 、 $\tan \beta = P/(\pi d_2) = 5/(3.1415 \times 17.5) = 0.091 \quad \therefore \beta = 5.199^\circ$

また、式(3・10)より、 $\tan \rho' = \mu' = 0.15/\cos(30^\circ/2)$ 、 $\rho' = 8.828^\circ$ 。

したがって、トルクを求めると、

$$T_r = (F_f + F_j) \tan(\beta + \rho') \cdot (d_2/2) = (40 + 9.8) \times \tan(5.199^\circ + 8.828^\circ) \times 17.5 \times 10^{-3}/2 = 0.109 \text{ Nm}$$

(c) モータの角速度  $\omega = 2\pi \times 0.8/(0.005) = 1005 \text{ rad/s}$

等速運動時は、摩擦力のみが加わるので、それに必要なトルクは、

$$T_r = F_f \tan(\beta + \rho') \cdot (d_2/2) = 9.8 \times \tan(5.199^\circ + 8.828^\circ) \times 17.5 \times 10^{-3}/2 = 0.021 \text{ Nm}$$

したがって、このときのモータ動力  $L = T_r \omega = 0.021 \times 1005 = 21 \text{ W}$

**問題 3・7** (a)  $d_s = d - 0.938194P$  より、 $A_s = \pi d_s^2/4 = 61.2 \text{ mm}^2$

(b) 式(3・24)より、目安となる締付け力は、

$$F = F_{\max}(1 + 1/Q)/2 = 0.7\sigma_Y A_s(1 + 1/Q)/2 = 0.7 \times 800 \times 0.8 \times 10^6 \times 61.2 \times 10^{-6} \times (1 + 1/1.4)/2 = 23500 \text{ N}$$

よって、目安となる締付けトルクは、トルク係数を 0.2 とすると、

$$T = KFd = 0.2 \times 23500 \times 10 \times 10^{-3} = 47 \text{ Nm}$$

$$(c) \quad T = F_1 \times l = 47 = F_1 \times 0.15$$

よって、 $F_1 = 313 \text{ N}$

#### 4章 | 軸系要素

問題 4・2 式(4・5)より伝達トルクは、

$$T = \frac{\pi d^3}{16} \tau_a = \frac{3.14 \times (1 \times 10^{-3})^3 \times 40 \times 10^6}{16} = 7.85 \times 10^{-3} \text{ Nm}$$

式(4・6)より伝達動力は、

$$W = 2\pi N \cdot T = 2 \times 3.14 \times \frac{150000}{60} \times 7.85 \times 10^{-3} = 123 \text{ W}$$

問題 4・3 1個の軸受および車輪に働く荷重をそれぞれ  $P_1$ ,  $P_2$  とすれば、

$$P_1 = \frac{40000 \times 9.8}{4 \times 2} = 49000 \text{ N}$$

$$P_2 = -\frac{40000 \times 9.8}{4 \times 2} = -49000 \text{ N}$$

$P_1$  と  $P_2$  は、方向が逆で大きさが等しいから、車軸の曲げモーメントは二つの軸受間で一定であり、その大きさは、

$$M = 49000 \times \frac{(1200 - 800) \times 10^{-3}}{2} = 9800 \text{ Nm}$$

式(4・11)より、

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi \sigma_a}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 9800}{3.14 \times 80 \times 10^6}} = 0.108 \text{ m}$$

したがって、軸径は 110 mm とする。

問題 4・4 軸 1 に働く最大曲げモーメントは、

$$M = 250 \times 150 \times 10^{-3} = 37.5 \text{ Nm}$$

軸 1 にはねじりモーメントも同時に働くので、相当曲げモーメントおよび相当ねじりモーメントは、

$$M_e = \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) = \frac{1}{2} (37.5 + \sqrt{37.5^2 + 150^2}) = 96 \text{ Nm}$$

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{37.5^2 + 150^2} = 155 \text{ Nm}$$

式(4.11)より,

$$d = 3 \sqrt{\frac{32M_e}{\pi\sigma_a}} = 3 \sqrt{\frac{32 \times 96}{3.14 \times 80 \times 10^6}} = 0.0230 \text{ m}$$

式(4.5)より,

$$d = 3 \sqrt{\frac{16T_e}{\pi\tau_a}} = 3 \sqrt{\frac{16 \times 155}{3.14 \times 40 \times 10^6}} = 0.0270 \text{ m}$$

したがって、軸径は 30 mm とする。

問題 4.5 最大伝達トルクは式(4.6)より,

$$T = \frac{W}{2\pi N} = \frac{1 \times 10^3 \times 60}{2 \times 3.14 \times 2400} = 3.98 \text{ Nm}$$

接触部の最大接線力は,

$$F_t = 3.98 \times \frac{2}{100 \times 10^{-3}} = 79.6 \text{ N}$$

この接線力を生み出すための加圧力は,

$$F_n = \frac{F_t}{\mu} = \frac{79.6}{0.2} = 398 \text{ N}$$

軸に働く横荷重は、接線力と加圧力の合力であるから、

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_n^2} = \sqrt{79.6^2 + 398^2} = 406 \text{ N}$$

軸 1 に働く最大曲げモーメントは、

$$M = 406 \times 50 \times 10^{-3} = 20.3 \text{ Nm}$$

相当曲げモーメントおよび相当ねじりモーメントは、

$$M_e = \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) = \frac{1}{2} (20.3 + \sqrt{20.3^2 + 3.98^2}) = 20.5 \text{ Nm}$$

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{20.3^2 + 3.98^2} = 20.7 \text{ Nm}$$

式(4.11)より,

$$d = 3 \sqrt{\frac{32M_e}{\pi\sigma_a}} = 3 \sqrt{\frac{32 \times 20.5}{3.14 \times 80 \times 10^6}} = 13.8 \text{ m}$$

式(4.5)より,

$$d = 3 \sqrt{\frac{16T_e}{\pi\tau_a}} = 3 \sqrt{\frac{16 \times 20.7}{3.14 \times 40 \times 10^6}} = 13.8 \text{ m}$$

したがって、軸径は 15 mm とする。

問題4-6 軸の許容たわみ量 ( $\delta/l$ ) を 0.1 mm/m とすれば,

$$d = \sqrt[4]{\frac{64Wl^2}{48E\pi} \frac{l}{\delta}} = \sqrt[4]{\frac{64 \times 25 \times 9.8 \times 0.6^2}{48 \times 206 \times 10^9 \times 3.14 \times 0.1 \times 10^{-3}}} = 0.0367 \text{ m}$$

したがって、軸径は 38 mm とする。

問題4-7 式(4.27)より、ねじりモーメントは,

$$T = \frac{\pi d^4 G}{32} \frac{\theta}{l} = \frac{3.14 \times (38 \times 10^{-3})^4 \times 79 \times 10^9}{32} \times \frac{1}{4} \times \frac{3.14}{180} = 70.5 \text{ Nm}$$

伝達動力は,

$$W = 2\pi N \cdot T = 2 \times 3.14 \times \frac{1200}{60} \times 70.5 = 8860 \text{ W}$$

問題4-8 上式に軸の断面二次モーメント  $I = \pi d^4/64$  を代入すれば、軸径は,

$$d = \sqrt[4]{\frac{64Wl_2(l^2 - l_2^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}El\pi} \frac{1}{\delta}}$$

$$= \sqrt[4]{\frac{64 \times 1000 \times 0.15(0.2^2 - 0.15^2)^{3/2}}{9 \times 1.73 \times 206 \times 10^9 \times 0.2 \times 3.14} \frac{1}{0.1 \times 10^{-3}}} = 0.0182 \text{ m}$$

したがって、軸径は 20 mm とする。

問題4-9 まず、軸に円板が取り付けられていないときの軸の質量は,

$$m = \frac{\pi d^2 l}{4} \rho = \frac{3.14 \times 0.04^2 \times 0.5}{4} \times 7.86 \times 10^3 = 4.94 \text{ kg}$$

円板が取り付けられていないときの軸の危険速度は,

$$\omega_n = \pi^2 \sqrt{\frac{EI}{ml^3}} = \pi^2 \sqrt{\frac{E\pi d^4}{64ml^3}} = 3.14^2 \sqrt{\frac{206 \times 10^9 \times 3.14 \times 0.04^4}{64 \times 4.94 \times 0.5^3}}$$

$$= 2020 \text{ rad/s}$$

円板による静たわみは,

$$\delta = \frac{Wl^3}{48EI} = \frac{64Wl^3}{48E\pi d^4} = \frac{64 \times 25 \times 9.8 \times 0.5^3}{48 \times 206 \times 10^9 \times 3.14 \times 0.04^4} = 0.0247 \times 10^{-3}$$

したがって、円板の質量による軸の危険速度は,

$$\omega_{c1} = \sqrt{\frac{g}{\delta}} = \sqrt{\frac{9.8}{0.0247 \times 10^{-3}}} = 630 \text{ rad/s}$$

ダンカレーの式を適用すれば,

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_{c1}^2} + \frac{1}{\omega_n^2} = \frac{1}{630^2} + \frac{1}{2020^2} = 2.76 \times 10^{-6}$$

$$\omega_c = 601 \text{ rad/s}$$

$$\omega_c = 601 \times \frac{60}{2\pi} = 5740 \text{ rpm}$$

問題 4・10 直径 50 mm の真直軸の最大せん断応力は、

$$\tau_0 = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \times 160}{3.14 \times 0.05^3} = 6.52 \text{ MPa}$$

2章の図 2・9(a)において、 $D/d = 1.2$ 、 $r/d = 0.04$  のときの応力集中係数は、

$$\alpha_t = 1.7$$

したがって、最大集中応力は、

$$\tau = \alpha_t \tau_0 = 1.7 \times 6.52 = 11.1 \text{ MPa}$$

問題 4・11 モータのトルクは、

$$T = \frac{60W}{2\pi N} = \frac{60 \times 3700}{2 \times 3.14 \times 1300} = 27.2 \text{ Nm}$$

許容せん断応力から内接円の直径  $d_2$  (図 4・16) を計算すると、

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 27.2}{3.14 \times 30 \times 10^6}} = 0.0167 \text{ m}$$

キーの側面に働く力は、

$$P = T/(d/2) = 27.2/(0.0167/2) = 3260 \text{ N}$$

キーの長さ  $l = d$  とすれば、キー溝の深さ  $t = h/2$  および幅  $b$  は、

$$t = P/(lp_a) = 3260/(0.0167 \times 150 \times 10^6) = 1.30 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$b = P/(l\tau_k) = 3260/(0.0167 \times 40 \times 10^6) = 4.88 \times 10^{-3} \text{ m}$$

これより、5×5のキーを選定する。このキーの  $t_1$  は 3.0 mm であるから、

$$d = d_2 + t_1 = 16.7 + 3.0 = 19.7 \text{ mm}$$

したがって、円筒軸端の直径を考慮すれば、 $d = 20 \text{ mm}$  が選定できる。

問題 4・12 動力伝達トルクは、

$$T = \frac{W}{2\pi N} = \frac{3.7 \times 10^3 \times 60}{2 \times 3.14 \times 1200} = 29.4 \text{ Nm}$$

軸径を計算すると、

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_a}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 29.4}{3.14 \times 40 \times 10^6}} = 0.0155 \text{ m}$$

モジュールは  $m = 2.5$  であるから、軸径は、

$$d = d_0 + 4m = 15.5 + 4 \times 2.5 = 25.5 \text{ mm}$$

表 4・1 より、軸径を 28 mm とすれば、平均直径は  $d_m = 23$  mm となる。

そこで、 $\eta = 0.4$ 、 $N = 6$ 、 $l_e = d$  と仮定して、スプラインの面圧強度による伝達トルクを計算すると、式(4・38)より、

$$T_p = \eta \frac{d_m}{2} N h_e l_e p_a = 0.4 \times \frac{0.023}{2} \times 6 \times 0.005 \times 0.028 \times 4 \times 10^6 \\ = 15.5 \text{ Nm}$$

この値は、動力伝達トルクの 53% にしかすぎないので、 $N = 12$  とする。

問題 4・13 式(4・40)より、 $\omega_2/\omega_1$  は、

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos \theta} = \frac{0.993}{1 - 0.0149 \cos \theta}$$

$\cos \theta = -1$  のとき、 $\omega_2/\omega_1$  は最小となるので、

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos \theta} = \frac{0.993}{1 + 0.0149} = 0.978$$

$\cos \theta = 1$  のとき、 $\omega_2/\omega_1$  は最大値となるので、

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos \theta} = \frac{0.993}{1 - 0.0149} = 1.01$$

したがって、 $0.978\omega_1 \sim 1.01\omega_1$  の範囲で変化する。

問題 4・16 伝達トルクは、

$$T = \frac{W}{2\pi N} = \frac{22.5 \times 1000 \times 60}{2 \times 3.14 \times 3500} = 61.4 \text{ Nm}$$

式(4・42)より、押付け力は、

$$P = T \frac{3(r_2^2 - r_1^2)}{2\mu(r_2^3 - r_1^3)} = 61.4 \frac{3 \times (0.15^2 - 0.1^2)}{2 \times 0.25 \times (0.15^3 - 0.1^3)} = 1939 \text{ N}$$

## 5章 | 軸受・案内要素

問題 5・7  $L_h = 20000 = 500 \times \left( \frac{C_r}{1.2 \times 2000} \right)^3 \frac{33.3}{n}$

より、 $C_r = 29204$  N、軸受 63/32 を選択する。

問題 5・8 (a) 軸受 6307 の基本静定格荷重  $C_{0r} = 19200$  N、基本動定格荷重  $C_r = 33500$  N、 $f_0 = 13.2$  より、

$$f_0 F_a / C_{0r} = 13.2 \times 1200 / 19200 = 0.825$$

表 5・10 より,  $Y$  の値を比例配分で求めると,

$$Y = 1.71 - \{(0.825 - 0.689)/0.341\} \times 0.16 = 1.65$$

軸受 1 に加わるラジアル荷重は, 1600 N であることから,

$$P_r = XF_r + YF_a = 0.56 \times 1600 + 1.65 \times 1200 = 2876 \text{ N}$$

$$L_h = 500 \left( \frac{C_r}{f_w P_r} \right)^3 \frac{33.3}{n} = 500 \left( \frac{33500}{1.5 \times 2876} \right)^3 \frac{33.3}{1000} = 7797 \text{ hr}$$

(b) 軸受 2 に加わる荷重は, 400 N のラジアル荷重のみであることから, 軸受 1 の寿命時間を用いて動定格荷重を求めると,

$$L_h = 500 \left( \frac{C_r}{f_w P_r} \right)^3 \frac{33.3}{n} = 500 \left( \frac{C_r}{1.5 \times 400} \right)^3 \frac{33.3}{1000} = 7797 \text{ hr}$$

$$C_r = \left( \frac{7797 \times 1000}{500 \times 33.3} \right)^{1/3} \times 1.5 \times 400 = 4659 \text{ N}$$

表 5・9 より, 軸受 6904 を選択する.

問題 5・9 (a) トルクを  $T$ , 角速度を  $\omega$  とすると,  $L_w = T\omega$  より,

$$L_w = T\omega = 100 \times 9.8 \times 0.15 \times 1500 \times 2 \times 3.14/60 = 23090 \text{ W}$$

(b)  $L_h = 500 \left( \frac{C_r}{f_w P} \right)^3 \frac{33.3}{n}$  より,

軸受 1 について,

$$C_r = \left( \frac{L_h}{500} \frac{n}{33.3} \right)^{1/3} f_w P = \left( \frac{20000 \times 1500}{500 \times 33.3} \right)^{1/3} \times 1.5 \times 100 \times 9.8 \times \frac{5}{4} \\ = 22359 \approx 22400 \text{ N}$$

軸受 2 について,

$$C_r = \left( \frac{L_h}{500} \frac{n}{33.3} \right)^{1/3} f_w P = \left( \frac{20000 \times 1500}{500 \times 33.3} \right)^{1/3} \times 1.5 \times 100 \times 9.8 \times \frac{1}{4} \\ = 4771 \approx 4500 \text{ N}$$

よって, 軸受 1 として 63/28, 軸受 2 として 6805 を選定する.

(c) 選定した軸受の時間寿命を求めると,

軸受 1 について,

$$L_{h1} = 500 \left( \frac{C_r}{f_w P} \right)^3 \frac{33.3}{n} = 500 \left( \frac{26700}{1.5 \times 1225} \right)^3 \frac{33.3}{1500} = 34054 \approx 34000 \text{ h}$$

軸受 2 について,

$$L_{h2} = 500 \left( \frac{C_r}{f_w P} \right)^3 \frac{33.3}{n} = 500 \left( \frac{4500}{1.5 \times 245} \right)^3 \frac{33.3}{1500} = 20379 \approx 20300 \text{ h}$$

総合寿命の式より,

$$L = \frac{1}{\left( \frac{1}{L_{h1}^{1.1111}} \right) + \left( \frac{1}{L_{h2}^{1.1111}} \right)^{0.9}} = 13483 \text{ h} \approx 13400 \text{ h}$$

**問題5・10** 接触角が $15^\circ$ の軸受の場合、 $Y_1$ 、 $Y_2$ の値は $f_{01}F_{a1}/C_{or1} \equiv a_1$ および $f_{02}F_{a2}/C_{or2} \equiv a_2$ の値によって変化するので、繰返し法によって、これらの値を決定する必要がある。以下にその手順を示す。

①  $Y_1$ 、 $Y_2$ の初期値を設定する。 $Y_1 = Y_2 = 1.2$ 程度とすればよい。

$$\textcircled{2} \quad a_1 = \frac{f_{01}F_{a1}}{C_{or1}} = \frac{f_{01}}{C_{or1}} \left( \frac{0.6}{Y_2} F_{r2} + F_{ae} \right), \quad a_2 = \frac{f_{02}F_{a2}}{C_{or2}} = \frac{f_{02}}{C_{or2}} \frac{0.6}{Y_1} F_{r1}$$

これらの式に $Y_1$ 、 $Y_2$ の値を代入し、 $a_1$ 、 $a_2$ の値を求める。

③ 表5・11(a)より、 $Y_i$ と $a_i$  ( $i=1, 2$ )の関係の近似曲線を求め、その式より $Y_1$ 、 $Y_2$ の値を求める。得られた近似式は、

$$Y_1 = 1.149 \times 10^{-4} a_1^6 - 2.916 \times 10^{-3} a_1^5 + 2.854 \times 10^{-2} a_1^4 - 0.137 a_1^3 \\ + 0.3528 a_1^2 - 0.5562 a_1 + 1.559$$

$$Y_2 = 1.149 \times 10^{-4} a_2^6 - 2.916 \times 10^{-3} a_2^5 + 2.854 \times 10^{-2} a_2^4 - 0.137 a_2^3 \\ + 0.3528 a_2^2 - 0.5562 a_2 + 1.559$$

④ 上式より求めた $Y_1$ 、 $Y_2$ の値を②の式に代入し、 $a_1$ 、 $a_2$ の値を求める。以後②～④を繰り返すことで、 $Y_1$ 、 $Y_2$ の値を決定する。ただし、 $0.178 \leq a_1$ 、 $a_2 \leq 5.35$ 。

表5・11(c)より、軸受の特性値を求めると、 $C_{or1} = 31500 \text{ N}$ 、 $C_{or2} = 25200 \text{ N}$

また、 $F_{r1} = 1700 \text{ N}$ 、 $F_{r2} = 2200 \text{ N}$ 、 $F_{ae} = 800 \text{ N}$ であることから、これらの値を用いて、上述の手順に従って $Y_1$ 、 $Y_2$ の値を求めると、 $Y_1 = 1.28$ 、 $Y_2 = 1.37$ となる。よって、

$$F_{a1} = \frac{0.6}{Y_2} F_{r2} + F_{ae} = \frac{0.6}{1.37} 2200 + 800 = 1764 \text{ N}$$

$$F_{a2} = \frac{0.6}{Y_1} F_{r1} = \frac{0.6}{1.28} 1700 = 697 \text{ N} \quad \therefore F_{a1} > F_{a2}$$

また、表5・11(a)より、 $f_{01}F_{a1}/C_{or1} = 14.5 \times 1764/31500 = 0.812$ であるから $e \approx 0.44$ が得られ、 $e < F_{a1}/F_{r1} = 1764/1700 = 1.04$ となる。よって、軸受1、2の

動等価ラジアル荷重は、以下のように求まる。

$$P_{r1} = X_1 F_{r1} + Y_1 \left( \frac{0.6}{Y_2} F_{r2} + F_{ae} \right) = 0.44 \times 1700 + 1.28 \left( \frac{0.6}{1.37} 2200 + 800 \right) \\ = 3005 \text{ N}$$

$$P_{r2} = F_{r2} = 2200 \text{ N}$$

これらより、それぞれの軸受の時間寿命を求めると、

$$L_{h1} = 500 \left( \frac{C_{r1}}{P_{r1}} \right)^3 \frac{33.3}{n} = 500 \left( \frac{43000}{3005} \right)^3 \frac{33.3}{2000} = 24390 \text{ h}$$

$$L_{h2} = 500 \left( \frac{C_{r2}}{P_{r2}} \right)^3 \frac{33.3}{n} = 500 \left( \frac{36500}{2200} \right)^3 \frac{33.3}{2000} = 38000 \text{ h}$$

なお、深溝玉軸受の場合と同様、軸受メーカーにより、カタログ中に  $f_0$  の表示がなく、表 5・11 (a) における  $f_0 F_a / C_{or}$  の値が、 $F_a / C_{or}$  として示されている場合があるが、その場合においても、 $f_0 F_a / C_{or}$  を  $F_a / C_{or}$  に置き換えて、同様の手順で計算を行えばよい。

問題 5・19 軸受に加わる荷重を  $P$  とすると、ペトロフの式を用いて、

$$\mu = \frac{\pi^2 r^2 (2l - l_1)}{30C} \cdot \frac{\eta N}{P}$$

問題 5・21 式 (5・13)、(5・14) を考慮すると、次式を得る。

$$T = \frac{\pi^2}{30} \frac{\eta n}{P} dl \frac{r}{C} \times Pr$$

$$\text{よって、} L = 0.329 \frac{\eta n}{P} dl \frac{r}{C} \times Pr \times \frac{2\pi N}{60} = 0.0344 \eta N^2 dlr \frac{r}{C} < 50 \text{ より、}$$

$$\eta < 45 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

問題 5・22 式 (5・32) より、無次元の負荷容量を求めると、

$$W = \frac{w}{a} \frac{h_0^2}{6\eta U b^2} = \int_0^1 P dX = \frac{1}{\alpha} \left[ \frac{\ln(1+\alpha)}{\alpha} - \frac{2}{(2+\alpha)} \right] = \frac{1}{3} \left[ \frac{\ln(4)}{3} - \frac{2}{5} \right] \\ = 0.021$$

よって、有次元の  $w$  は、

$$w = 0.021 a \frac{6\eta U b^2}{h_0^2} = 0.021 \cdot 0.01 \cdot \frac{6 \cdot 0.01 \cdot 10 \cdot 0.01^2}{(30 \times 10^{-6})^2} = 14 \text{ N}$$

問題 5・23 (a)  $dH/dX = 0$  より、 $\frac{d^2 P}{dX^2} = 0$

$$(b) P = C_1 X + C_2$$

$$(c) P_1 = C_1 X + C_2, P_2 = C_3 X + C_4 \text{ とすると, 境界条件より,}$$

$$0 = C_2, 1.5 = C_1 \times 0.7, 1.5 = C_3 \times 0.3, -C_3 = C_4,$$

$$\text{よって, } C_1 = 2.14, C_2 = 0, C_3 = 5, C_4 = -5$$

問題5・25 表5・24より,  $\eta n/p$ の値を2倍すると,  $2 \eta n/p = 26 \times 10^{-8} \times 2 = 52 \times 10^{-8}$ .

よって, 同表より  $\eta = 10 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ とすると, ゾンマーフェルト数は,

$$S = \eta n (r/C)^2 / p = 52 \times 10^{-8} \times (1000)^2 = 0.52$$

となる. 加えうる負荷荷重は, ゾンマーフェルト数より,

$$P = 10 \times 10^{-3} \times 1500/60 \times 0.2 \times 0.08 \times (1000)^2 / 0.52 = 7692 \text{ N}$$

よって,

$$p = P/LD = 0.48 \text{ MPa,}$$

$$pV = 0.48 \times 10^6 \times 0.1 \times 2\pi \cdot 1500/60 = 7.54 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$$

となり, とともに表5・24の値を満足している.

つぎに, 軸受の消費動力は, 式(5・14)のトルクより,

$$\begin{aligned} A_f &= T\omega = 2\pi\eta r^2 l\omega^2 \frac{r}{C} \\ &= 2\pi \times 10 \times 10^{-3} \times \left(\frac{0.2}{2}\right)^2 \times 0.08 \times 10^3 \times \left(\frac{2\pi \times 1500}{60}\right)^2 = 1240 \text{ W} \end{aligned}$$

また, 強制油量は以下のようになる. まず, 図5・24より偏心率を求めると,  $\varepsilon = 0.6$ となる. したがって, 強制油量は,

$$\begin{aligned} q_s &= \frac{\pi \times (0.2 \times 10^{-3})^3 \times 0.2}{6 \times 0.01 \times 0.08} (1 + 1.5 \times 0.6^2) \times 0.1 \times 10^6 \\ &= 1.61 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

式(5・41)より, 上昇温度は,

$$\Delta T = A_f / \rho k q_s = 1240 / (890 \times 0.5 \times 4.2 \times 10^3 \times 1.61 \times 10^{-4}) = 4.1^\circ\text{K}$$

問題5・27 軸受の支持する荷重  $w = 150 \times 9.8 = 1470 \text{ N}$

毛細管形状などが与えられているので, これよりポケット内圧力を決定できる. よって,  $\gamma$ の値を求めると,

$$\gamma = -\frac{3d^4}{64lh^3} \ln(Ra) = -\frac{3 \times (0.7 \times 10^{-3})^4}{64 \times 15 \times 10^{-3} \times (40 \times 10^{-6})^3} \ln(0.7) = 4.18$$

したがって、 $P_i = \frac{\gamma}{1+\gamma} = \frac{4.18}{1+4.18} = 0.81$ . これより、

$$W = -\frac{1-R_a^2}{2\ln(R_a)} P_i = -\frac{1-0.7^2}{2\ln(0.7)} \times 0.81 = 0.58$$

$$W = 0.58 = \frac{w}{\pi r_0^2 p_s} = \frac{1470}{\pi r_0^2 \times 1 \times 10^6} \text{ より, } r_0 = 0.028 \text{ m}$$

∴ 直径は 56 mm 以上とすればよい.

問題 5・28 (a) 軸受 1 および 2 に加わる負荷は、 $w = 300 \times 9.8 / 2 = 1470$   
よって、式(5・47)より、 $P_i$  を求めると、

$$W = \frac{w}{\pi r_0^2 p_s} = \frac{1470}{\pi \times 0.05^2 \times 5 \times 10^5} = -\frac{1-R_a^2}{2\ln(R_a)} P_i = -\frac{1-0.6^2}{2\ln(0.6)} P_i$$

$$P_i = 0.6$$

となる. さらに、 $P_i = \frac{\gamma}{1+\gamma}$  の関係から、 $\gamma$  の値を求めると、 $\gamma = 1.5$

よって、軸受形状、毛細管形状が与えられているので、これらの値を次式に代入して軸受すきまを求めると、

$$\gamma = -\frac{3d^4}{64h^3l} \ln(R_a) \text{ より,}$$

$$h^3 = -\frac{3d^4}{64\gamma l} \ln(R_a) = -\frac{3 \times (0.0005)^4}{64 \times 1.5 \times 0.012} \ln(0.6) = 8.31 \times 10^{-14}$$

よって、 $h = 43.6 \mu\text{m}$

(b) 軸受 1 の負荷荷重は、147 N 増加し、1617 N となる.

よって、(a) と同様の手順により、軸受 1 の軸受すきま  $h_1$  は、 $h_1 = 40.2 \mu\text{m}$  ( $P_i = 0.657$ ,  $\gamma = 1.92$ )

(c) 軸受 2 の軸受すきまが、軸受 1 と同様であることから、 $\gamma = 1.92$

よって、 $P_i = \frac{\gamma}{1+\gamma} = \frac{1.92}{2.92} = 0.658$  となる.

式(5・45)を変形し、給気圧  $p_s$  を求めると、

$$p_s = -\frac{w \times 2\ln(R_a)}{\pi r_0^2 (1-R_a^2) P_i} = -\frac{1911 \times 2\ln(0.6)}{\pi \times (0.05)^2 (1-0.6^2) \times (0.658)} = 5.9 \times 10^5 \text{ Pa}$$

を得る.

## 6章 | 動力伝達要素

## 問題6-4

$$g_{a1} = m \left\{ \sqrt{(z_1 + 2)^2 - (z_1 \cos \alpha)^2} - z_1 \sin \alpha \right\} / 2$$

$$= 2 \left\{ \sqrt{32^2 - (30 \cos 20^\circ)^2} - 30 \sin 20^\circ \right\} / 2 = 4.88 \text{ mm}$$

$$g_{a2} = m \left\{ \sqrt{(z_2 + 2)^2 - (z_2 \cos \alpha)^2} - z_2 \sin \alpha \right\} / 2$$

$$= 2 \left\{ \sqrt{47^2 - (45 \cos 20^\circ)^2} - 45 \sin 20^\circ \right\} / 2 = 5.12 \text{ mm}$$

$$\text{かみあい率 } \varepsilon = (5.12 + 4.88) / (2 \times 3.14 \times \cos 20^\circ) = 1.69$$

## 問題6-5 式(6-20)より,

$$\text{inv } \alpha_w = \tan \alpha_w - \alpha_w = \frac{1}{2 \times (24 + 40)} \frac{0.15}{\cos 20^\circ} + \text{inv}(20^\circ) = 0.0161$$

$$\alpha_w = 0.2153 + 1.029 \sqrt{-0.01208 + 1.948y} \text{ より,}$$

$$\alpha_w = 0.2153 + 1.029 \sqrt{-0.01208 + 1.948 \times 0.0161} = 0.35694 = 20.45^\circ$$

$$a = 64 \times \cos(20) / \cos(20.45) = 64.19 \text{ mm とする.}$$

問題6-8 かみあい圧力角  $\alpha_w$  を求めると,

$$a = 183 = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 180 \times \frac{\cos(20)}{\cos \alpha_w}$$

$$\text{よって, } \alpha_w = 22.44^\circ$$

表6-4より円周方向バックラッシを求めると,

$$j_t = (253 + 455) / 2.0 = 354 \mu\text{m}$$

よって, 法線方向バックラッシは,

$$j_n = j_t \cos \alpha = 0.354 \cos(20) = 0.332 \text{ mm}$$

この値を用いると,

$$\text{inv } \alpha_w = 2 \tan \alpha \frac{(x_1 + x_2) + j_n / (m \cdot 2 \sin \alpha)}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha$$

$$= 2 \tan(20) \frac{(x_1 + x_2) + 0.332 / (4 \cdot 2 \sin(20))}{30 + 60} + 0.0149$$

$$= \tan \alpha_w - \alpha_w = 0.0213$$

$$x_1 + x_2 = 0.670$$

問題6-9 図に示す角度  $\gamma$  は,  $\sin \gamma = (r_1 - r_2) / C$  で与えられるが, この  $\gamma$  を用い

ると、ベルトの長さ  $l$  は、以下の式で与えられる。

$$l = (\pi + 2\gamma)r_1 + (\pi - 2\gamma)r_2 + 2C \cos \gamma$$

さらに、 $\cos^2 \gamma = 1 - \sin^2 \gamma$  の関係を考慮し、 $\gamma$  が小さいものと仮定することにより、上式は、以下のように書き換えることができる。

$$l = 2C + \pi(r_1 + r_2) + (r_1 - r_2)^2 / C$$

接触角  $\alpha_1, \alpha_2$  は、幾何学的な関係から、以下のように与えられる。

$$\alpha_1 = \pi + 2\gamma = \pi + 2 \sin^{-1}\{(r_1 - r_2)/C\}$$

$$\alpha_2 = \pi - 2\gamma = \pi - 2 \sin^{-1}\{(r_1 - r_2)/C\}$$

**問題 6・10** 図に示したように、ベルトの微小長さ  $rd\theta$  において力の釣合いを考えると、

$$\begin{aligned} dQ &= T \frac{d\theta}{2} + (T + dT) \frac{d\theta}{2} - dF_c \\ &= Td\theta + \frac{1}{2}dTd\theta - dF_c \approx Td\theta - dF_c \end{aligned} \quad (6 \cdot 87)$$

となる。ここで、 $T$ ：ベルトの引張り力、 $dF_c$ ：ベルトに加わる遠心力、 $m$ ：ベルトの単位長さ当たりの質量、 $v$ ：周速度、 $r$ ：平プーリの半径。

また、遠心力  $dF_c$  を求めると、

$$dF_c = mrd\theta \cdot v^2 / r \quad (6 \cdot 88)$$

よって、式(6・87)に代入すると、

$$dQ = (T - mv^2)d\theta \quad (6 \cdot 89)$$

一方、ベルトと平プーリ間の摩擦係数を  $\mu$  とすると、引張り力の増分  $dT$  は、ベルト長さ  $rd\theta$  における摩擦力  $\mu dQ$  に等しい。よって、

$$dT = \mu dQ \quad (6 \cdot 90)$$

式(6・89)を式(6・90)に代入し、ベルトとプーリとの接触角  $\phi$  について積分すると、

$$\begin{aligned} \int_0^\alpha \mu d\theta &= \mu\alpha = \int_0^\alpha \frac{dT}{T - mv^2} = \ln \frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} \\ \therefore T_2 - mv^2 &= (T_1 - mv^2)e^{-\mu\alpha} \end{aligned} \quad (6 \cdot 91)$$

平プーリを回転させる力を  $P$  とすると、

$$P = T_1 - T_2 = (T_1 - mv^2) \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} \quad (6 \cdot 92)$$

したがって、平ベルトの伝達動力  $L$  は、

$$L = Pv = (T_1 - mv^2)v \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} \quad (6\cdot93)$$

なお、伝達動力を求める際の接触角  $\alpha$  は、駆動、従動プーリのうち、小さいほうの値とする。

**問題 6・11** V ベルト 1 本当たりの伝達動力は、つぎのように求められる。図示のように、V ベルトが V プーリに力  $Q$  で押し付けられているとすると、V ベルト側面での反力と摩擦力との力の釣合いから、

$$Q = 2\{R \sin(\theta/2) + \mu R \cos(\theta/2)\} \quad (6\cdot94)$$

ここで、 $\theta$  は V プーリのベルト角であり、 $36^\circ \sim 38^\circ$  の値が一般に使われる。よって、V プーリを回転させる力  $P$  は、 $P = 2\mu R$  で与えられるので、

$$P = 2\mu R = \frac{\mu Q}{\sin(\theta/2) + \mu \cos(\theta/2)} = \mu' Q \quad (6\cdot95)$$

となる。

式(6・95)における  $\mu'$  は、見かけの摩擦係数と呼ばれる。平ベルトの伝動における各式の  $\mu$  の代わりに  $\mu'$  を用いることにより、V ベルトの伝達動力や引張り力を求めることができる。

**問題 6・12** 表 6・12 より、設計動力は、

$$P_d = K_0 \times P_N = 2.0 \times 3.0 = 6.0 \text{ kW}$$

よって、歯付きベルトの種類は H となる。

つぎに、小プーリのピッチ円直径が 90 mm 程度であるから、表 6・16 より、

$$d_p = 88.94 \text{ mm}, \quad D_p = 121.28 \text{ mm}$$

小プーリの回転数は、

$$n = 1400 \times 1.35 = 1890 \text{ rpm}$$

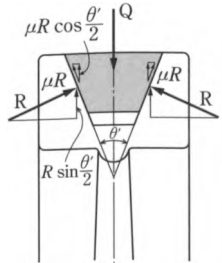
歯付きベルトの許容張力と単位長さ当たりの質量は、

$$T_a = 623 \text{ N}, \quad m = 0.133 \text{ kg/m}$$

したがって、基本伝動容量は、

$$\begin{aligned} P_r &= 0.5236 \times 88.94 \times 1890 \times [623 - 0.133 \times (0.08894 \times 3.14 \times 31.5)^2] \times 10^{-7} \\ &= 5.39 \text{ kW} \end{aligned}$$

また、小プーリのかみあい歯数は、



問題 6・12 解答の図

$$Z_m = 22 \times \frac{1}{360} \left[ 180 - \frac{57 \times (121.28 - 88.94)}{300} \right] = 10.6$$

よって、表 6・15 より、 $K_m = 1.0$

式(6・60)より、

$$K_w = \frac{6.0}{5.39 \times 1.0} = 1.11$$

したがって、表 6・14 より、ベルト幅は 38.1 mm を選択する。

問題 6・13 ボールねじの摩擦係数を  $\mu = 0.003$  とすれば、

$$\tan \rho = \frac{\mu}{\sin \alpha} = \frac{0.003}{\sin 45^\circ} = 0.00424$$

よって、摩擦角は、

$$\rho = 0.243^\circ$$

また、式(6・64)より、リード角は、

$$\gamma_m = \tan^{-1} \frac{l}{\pi d_m} = \tan^{-1} \frac{8}{\pi \times 33.25} = 4.38^\circ$$

よって、式(6・75)より、トルク  $T$  は、つぎのように求められる。

$$T = F_a \frac{d_m}{2} \tan(\gamma_m + \rho) = 2000 \times \frac{33.25 \times 10^{-3}}{2} \tan(4.38 + 0.243) = 2.69 \text{ Nm}$$

したがって、式(4・6)より、動力  $W$  は、つぎのように求められる。

$$W = 2\pi NT = 2\pi \times \frac{1500}{60} \times 2.69 = 423 \text{ W}$$

問題 6・14 式(6・64)より、リード角は、

$$\gamma_m = \tan^{-1} \frac{l}{\pi d_m} = \tan^{-1} \frac{5}{\pi \times 20.8} = 4.38^\circ$$

式(6・83)より、接触弾性変形  $\delta$  は、

$$\delta = \delta_a \sin \alpha \cos \gamma_m = 5 \times 10^{-6} \times \sin 45^\circ \times \cos 4.38^\circ = 3.53 \times 10^{-6} \text{ m}$$

式(6・80)より、玉荷重  $Q$  は、

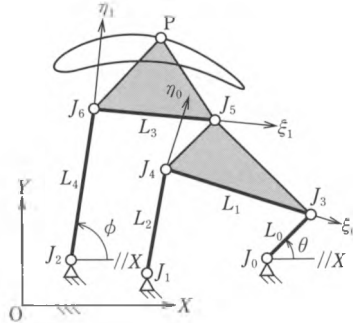
$$Q = \left( \frac{\delta}{c} \right)^{3/2} = \left( \frac{3.53 \times 10^{-6}}{0.63 \times 10^{-6}} \right)^{3/2} = 13.3 \text{ N}$$

式(6・81)より、軸方向荷重は、

$$F_a = QZ \sin \alpha \cos \gamma_m = 13.3 \times 48 \times \sin 45^\circ \times \cos 4.38^\circ = 450 \text{ N}$$

## 7章 | 不等速運動機構

問題7・1 下図のように対偶に番号を配置し、寸法諸元パラメータを設定すれば、以下に示す解析手順となる。



問題7・1 解答の図

① 静止対偶の指定  $(X_0, Y_0), (X_1, Y_1), (X_2, Y_2)$

② 回転原動節の運動 **crank\_input** :  $(X_0, Y_0), 0 \xrightarrow{L_0} (X_3, Y_3)$

③ 回転対偶で連結された2節の運動 **RRR\_links** :

$$(X_1, Y_1), (X_3, Y_3) \xrightarrow{L_2, L_1} (X_4, Y_4)$$

④ 節上の点の運動 **coupler\_point** :

$$(X_4, Y_4), (X_3, Y_3) \xrightarrow{(\xi_0, \eta_0)} (X_5, Y_5)$$

⑤ 回転対偶で連結された2節の運動 **RRR\_links** :

$$(X_2, Y_2), (X_5, Y_5) \xrightarrow{L_4, L_3} (X_6, Y_6)$$

⑥ 節上の点の運動 **coupler\_point** :

$$(X_6, Y_6), (X_5, Y_5) \xrightarrow{(\xi_1, \eta_1)} (X_P, Y_P)$$

⑦ 節の角運動 **link\_angle** :  $(X_2, Y_2), (X_6, Y_6) \implies \phi$

問題7・2 下図のように、機構に作用する駆動トルク、外力、外部トルク、対偶作用力、重力、慣性力、慣性トルクを考慮すれば、逆動力学解析のための方程式は次

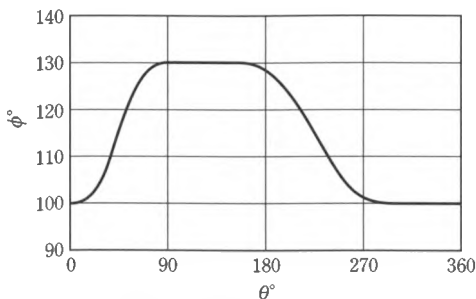


**問題 7・3** 両停留 5 次関数とサイクロイド関数の無次元速度と無次元加速度の最大値,  $V_{\max}$ ,  $A_{\max}$  を求めると次表となり, いずれもサイクロイド関数のほうが大きい. このことは, サイクロイド関数のほうが加減速時の負荷に生じる慣性力が大きく, 振動を生じやすいことを示している.

問題 7・3 の解答の表 (カム曲線の特性値)

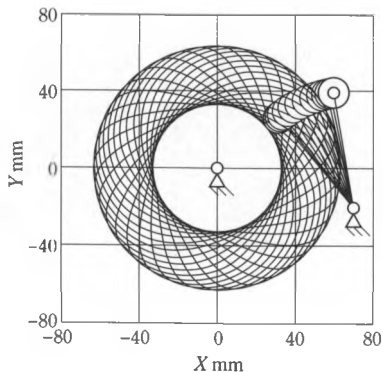
カム曲線	両停留 5 次関数	サイクロイド関数
無次元速度最大値 $V_{\max}$	1.875	2.000
無次元加速度最大値 $A_{\max}$	5.773	6.283

**問題 7・4** 入出力角関係を下图に示す.



問題 7・4 解答の図 (その 1)

例として, ローラ半径  $R=8$  mm, フォロワ長さ  $L=60$  mm, ピボット位置  $(X_P, Y_P) = (70, -20)$  mm とした場合のカムの設計結果を下图に示す.



問題 7・4 解答の図 (その 2)

## 8章 | アクチュエータ

問題8・1 式(8・10), (8・11), (8・13)において, 電機子電圧を定格値にとり,  $E = E_R$  として, 以下の式で計算できる.

$$\text{最大トルク } T_{\max} = \frac{K_T E_R}{R} \text{ (Nm)}, \text{ 最大角速度 } \omega_{\max} = \frac{E_R}{K_E} \text{ (rad/s)}, \text{ さらに}$$

$$\text{単位換算して, 最高回転数 } N_{\max} = \frac{30 E_R}{\pi K_E} \text{ (rpm)}, \text{ 最大パワー } P_{\max} = \frac{K_T E_R^2}{4 K_E R} \text{ (W)}.$$

このとき, 誘起電圧定数の単位に留意する. 回転数 1 rpm 当たりの誘起電圧を表す単位 mV/rpm の値に  $(0.03/\pi)$  倍して, 角速度 1 rad/s 当たりの誘起電圧を表す単位 Vs/rad の値に換算して, MKS 単位系にそろえておく.

計算結果を表に示す.

問題8・1の解答の表 (DC モータの最大トルク, 最高回転数, 最大出力の計算結果)

機 種	A	B	C	D	E	F	G	H
定格電圧 $E_R$ (V)	20.0	72.0	75.0	75.0	80.0	75.0	85.0	80.0
トルク定数 $K_T$ (Nm/A)	0.0470	0.1740	0.1770	0.2100	0.2300	0.2730	0.3140	0.2870
誘起電圧定数 $K_E$ (Vs/rad)	0.0468	0.1738	0.1767	0.2082	0.2311	0.2731	0.3142	0.2865
電機子抵抗 $R$ ( $\Omega$ )	3.20	18.60	11.80	5.10	2.80	1.10	0.95	0.56
最大トルク $T_{\max}$ (Nm)	0.294	0.674	1.125	3.088	6.571	18.614	28.095	41.000
カタログ瞬時最大トルク $T^*_{\max}$ (Nm)	0.420	0.760	1.200	3.400	5.400	9.800	12.000	16.700
最高回転数 $N_{\max}$ (rpm)	4082	3956	4054	3440	3306	2622	2584	2667
カタログ最高回転数 $N_{\max}$ (rpm)	5000	5000	5000	5000	5000	4000	4000	3000
最大出力 $P_{\max}$ (W)	31.4	69.8	119.4	278.2	568.7	1277.9	1900.3	2862.3
カタログ定格出力 $P_R$ (W)	23.0	40.0	60.0	110.0	200.0	300.0	400.0	500.0

トルク定数と誘起電圧定数はほぼ同じ値であり, 本質的に同じ物理量であることがわかる. 定格電機子電圧を印加した場合でも, カタログの定格パワーよりも大きなパワーを発生できる. また, カタログの最高回転数や瞬時最大トルクはそれぞれ, 軸受の性能や電機子電流による制限によってメーカーが定めたものである.

問題8・2 式(8・14)の交流同期モータの角速度を毎分の回転数に換算し, 電源周波数  $f_{in} = 50$  Hz, 極数  $2p = 8$  を代入すれば, 以下のよう to 求まる.

$$N = \frac{60f_{in}}{p} = \frac{60 \times 50}{4} = 750 \text{ rpm}$$

**問題8・3** 例題8・1と同様にして、モータのロータイナーシャ  $J_M$  を無視し、減速機の減速効率を  $\eta = 0.8$ 、減速比を  $n = 1$  と仮定して、式(8・22)より、負荷を駆動するのに必要なトルク  $(T_L + J_L \dot{\omega}_L)$ 、および式(8・25)より、モータの発生すべきパワー  $P_M(t)$  を求めると、図(1)のようになり、負荷の最大角速度

$\omega_{L, \max} = 141.3^\circ/\text{s}$ 、負荷を駆動する最大

トルク  $T_{L, \max} = \max(T_L + J_L \dot{\omega}_L) = 58.8$

Nm、必要な最大パワーは  $P_{\max} = 106.7$

W となる。表8・3の直流モータの定格

表から、この最大出力よりも大きな定

格出力  $P_R$  をもつものを選ぶと、D型機

となる。しかしながら、上表で求めた

最大パワー  $P_{\max}$  をみるとC型機で十分

である。C型機のロータイナーシャは

$J_M = 0.108 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$  であり、上表より、

最大角速度  $\omega_{\max} = 4054 \text{ rpm} = 24324^\circ/\text{s}$ 、

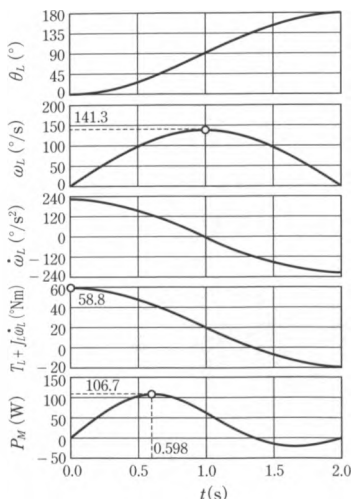
最大トルク  $T_{\max} = 1.125 \text{ Nm}$  が得られる。

これらの値から、式(8・28)を計算すると、

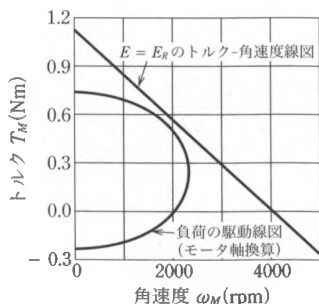
減速比の範囲は次式となる。

$$65.33 < n < 172.14$$

そこで、表6・11の調和減速機の定格表から、型番32、減速比  $n = 100$  を選択すれば、減速機の定格トルクは137 Nmと十分である。選択した減速機を用いて、モータのロータイナーシャも考慮して、式(8・20)、(8・24)よりモータのトルク-角速度線図を計算すると、図(2)が得られ、定格電機電圧以下で負荷の駆動が可能であることがわかる。



問題8・3 解答の図(1)



問題8・3 解答の図(2)