第 8 章

1.

①軸受圧力 p は式 8-2，軸の周速度 v は式 8-5 よりそれぞれ求められる．

$$p = \frac{W}{d \cdot l} = \frac{1000}{50 \cdot 150} = 0.13 \ \ [\mathrm{MPa}]$$

$$v = \frac{d}{2}\omega = \frac{d}{2} \times \frac{2\pi}{60} n = \frac{0.05}{2} \times \frac{2\pi}{60} \cdot 100 = 0.262 \ \ [\mathrm{m/s}]$$

求められた p，v を用いて，式 8-4 より pv 値を求める．

pv 値＝0.13・0.262=0.035 [MPa・m/s]

$\eta n/p$ 値は，式 8-6 より求める．n の単位が s^{-1} であることに注意する．

$$\frac{\eta n}{p} = \frac{0.03 \cdot 100/60}{133333.3} = 3.8 \times 10^{-7}$$

②式 8-2，8-4 より，pv 値は以下のように示される．

$$pv = \frac{W}{d \cdot l} \cdot v$$

この式より，軸受長さ l は以下のように示される．

$$l = \frac{W}{pv \cdot d} \cdot v$$

ここで，pv=1 [MPa・m/s]，W=1500 [N]，d=0.05 [m]，

$$v = \frac{d}{2}\omega = \frac{d}{2} \times \frac{2\pi}{60} n = \frac{0.05}{2} \times \frac{2\pi}{60} \cdot 1000 = 2.62 \ \ [\mathrm{m/s}]$$

を代入すると，l は以下のように求められる．

$$l = \frac{W}{pv \cdot d} \cdot v = \frac{1500}{1.0 \times 10^6 \cdot 0.05} \cdot 2.62 = 0.0785 \ \ [\mathrm{m}] \ (=78.5 \ [\mathrm{mm}])$$

2.

摩擦トルク T は式 8-10 で示され，式 8-5 の軸の周速度 v を考慮し整理すると，以下の式で示される．ここで，半径すきま c はすきま比 ϕ の式(側注 20)より $c=\psi \cdot R$ と示される．

$$T = \frac{2\pi\eta v R^2 l}{c} = \frac{2\pi\eta(R \cdot 2\pi n/60)R^2 l}{c} = \frac{2\pi\eta(R \cdot 2\pi n/60)R^2 l}{\psi R} = \frac{2\pi^2 \eta n R^2 l}{30 \cdot \psi}$$

各数値を代入すると，T は以下のように求められる．

$$T = \frac{2\pi^2 \eta n R^2 l}{30 \cdot \psi} = \frac{2\pi^2 \cdot 0.01 \cdot 2000 \cdot 0.01^2 \cdot 0.06}{30 \cdot 0.001} = 0.079 \ \ [\mathrm{N \cdot m}]$$

摩擦係数 μ は式 8-11 で示され，ゾンマーフェルト数(式 8-9)，軸受圧

力 p(式 8-2)を考慮し整理すると，以下の式で示される．

$$\mu = 2\pi^2 S\psi = 2\pi^2 \psi \frac{\eta(n/60)}{\psi^2 p} = 2\pi^2 \frac{\eta(n/60)dl}{\psi W}$$

各数値を代入すると，μ は以下のように求められる．

$$\mu = 2\pi^2 \frac{\eta(n/60)dl}{\psi W} = 2\pi^2 \frac{0.01\cdot(2000/60)\cdot 0.02\cdot 0.06}{0.001\cdot 500} = 0.016$$

また，摩擦係数 μ は，摩擦トルクの式 $T = \mu W\cdot R$ (側注 24 を参照)からも求めることができ，その計算結果は以下のように示される．

$$\mu = \frac{T}{W\cdot R} = \frac{7.89\times 10^{-3}}{500\cdot 0.01} = 0.016$$

以下の摩擦係数の式より，摩擦係数は粘度，軸受寸法(d, l, ϕ)，運転条件(W, n)の関数であることが分かる．

$$\mu = 2\pi^2 \frac{\eta(n/60)dl}{\psi W}$$

ここで，軸受寸法，運転条件が一定の場合には，粘度を小さくすることで摩擦係数を低下させることができると分かる．

3.

表 8-5 より，6905 の基本動定格荷重 C，基本静定格荷重 C_0，係数 f_0 はそれぞれ以下のように求められる．

$C = 7.05$ [kN]

$C_0 = 4.55$ [kN]

$f_0 = 15.4$

次に，$\frac{f_0 F_a}{C_0}$ を以下のように計算する．

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{15.4\cdot 0.5}{4.55} = 1.69$$

計算された値を基に，表 8-6 から e を求める．ここで，$\frac{f_0 F_a}{C_0}$ が表内の値と一致しないので，線形補間により求める．計算結果は以下のように示される．

$$e = 0.3 + \frac{0.34-0.3}{2.07-1.38}\cdot(1.69-1.38) = 0.318$$

それから，表 8-6 より係数 X, Y を求める．ここで，$\frac{F_r}{F_a} = \frac{500}{1000} = 0.5$ となり，$\frac{F_r}{F_a} > e$ が成り立つので，表より X=0.56 と求められる．Y は以下のよ

うに線形補間により求める．

$$Y=1.45+\frac{1.31-1.45}{0.3-0.28}\cdot(0.318-0.3)=1.39$$

その後，求められた係数 X,Y を使用し，動等価荷重 F を式 8-12 より求める．

$$F=XF_r+YF_a=0.56\cdot1.0+1.39\cdot0.5=1.26[\mathrm{kN}]$$

最後に，定格寿命 L_{10} を式 8-13 から計算し，それを基に L_h(側注 37)を求める．

$$L_{10}=\left(\frac{C}{F}\right)^n=\left(\frac{7.05}{1.26}\right)^3=175\ [\times10^6\ 回転]$$

$$L_h=\frac{L_{10}\times10^6}{60\cdot n}=\frac{175\times10^6}{60\cdot500}=5866\ [\mathrm{h}]$$

4.

定格寿命 L_h が 500 [h]を超えるように軸受の選定を行う．寿命の式は以下のように示される．

$$L_h=\frac{L_{10}}{60\cdot n}=\frac{(C/F)^{n_L}}{60\cdot n}>500\quad[\mathrm{h}]$$

ここで，上式から L_h が 500 [h]を超える基本動定格荷重 C は，以下のように求められる．

$$C>\sqrt[n_L]{(500\cdot60\cdot n)\times10^{-6}}\cdot F\quad[\mathrm{kN}]$$

上式に n, F の各数値を代入すると，C は以下のように求められる．ここで，ラジアル荷重のみが働くので，$F=F_r$ となる．

$$C>\sqrt[3]{(500\cdot60\cdot500)\times10^{-6}}\cdot1700=4193\ [\mathrm{N}]$$

この結果より，$C>4.19$ [kN]を満たす軸受を表 8-5 から選定すれば，設計仕様を満たしていることになる．軸の直径が 10 [mm]であることを考慮すると，6000，6200，6300 が候補となる．

5.

①力のつり合い式，モーメントのつり合い式より，A，B の各点に作用する力 F_A，F_B はそれぞれ以下のように求められる．

$$F_A=\frac{W\cdot b}{l}=\frac{5000\cdot0.3}{0.5}=3000\ [\mathrm{N}]$$

$$F_B=\frac{W\cdot a}{l}=\frac{5000\cdot0.2}{0.5}=2000\ [\mathrm{N}]\ \text{or}\ \ F_B=W-F_A=2000\ [\mathrm{N}]$$

問題 4 と同様の考え方で，A 点に使用する軸受の選定を行う．寿命の

式より，L_h=100 [h]を超える基本動定格荷重 C を求めると，以下のように計算される．

$$C > \sqrt[n]{(100 \cdot 60 \cdot n) \times 10^{-6}} \cdot 3000 = 5450$$

この結果を基に，$C>5.45$ [kN]を満たす軸受を表 8-5 から選定する．軸の直径が 10 [mm]であることを考慮すると，6300 が選択される．

また，B 点に作用する力は A 点よりも低いため，この軸受を B 点で使用しても問題ないと判断できる(安全側に設計していることとなる)．

②表 8-5 より，6300 の基本動定格荷重 C，基本静定格荷重 C_0，係数 f_0 はそれぞれ以下のように求められる．

$C = 8.2$ [kN]

$C_0 = 3.5$ [kN]

$f_0 = 11.4$

次に，$\dfrac{f_0 F_a}{C_0}$ を以下のように計算する．

$$\frac{f_0 F_a}{C_0} = \frac{11.4 \cdot 1.5}{3.5} = 4.89$$

計算された値を基に，表 8-6 から e を求める．ここで，$\dfrac{f_0 F_a}{C_0}$ が表内の値と一致しないので，線形補間により求める．計算結果は以下のように示される．

$$e = 0.38 + \frac{0.42 - 0.38}{5.17 - 3.45} \cdot (4.89 - 3.45) = 0.413$$

それから，表 8-6 より係数 X，Y を求める．ここで，$\dfrac{F_r}{F_a} = \dfrac{1500}{3000} = 0.5$ となり，$\dfrac{F_r}{F_a} > e$ が成り立つので，表より X=0.56 と求められる．Y は以下のように線形補間により求める．

$$Y = 1.15 + \frac{1.04 - 1.15}{0.42 - 0.38} \cdot (0.413 - 0.38) = 1.06$$

その後，求められた係数 X, Y を使用し，動等価荷重 F を式 8-12 より求める．

$$F = XF_r + YF_a = 0.56 \cdot 3.0 + 1.06 \cdot 1.5 = 3.27 \text{[kN]}$$

最後に，定格寿命 L_{10} を式 8-13 から計算し，それを基に L_h(側注 37)を求める．

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^n = \left(\frac{8.2}{3.27}\right)^3 = 15.7 \quad [\times 10^6 \text{ 回転}]$$

$$L_h = \frac{L_{10} \times 10^6}{60 \cdot n} = \frac{15.7 \times 10^6}{60 \cdot 1000} = 261 \quad [\mathrm{h}]$$