第4章

◎問題4.1

軸の半径r_o，軸長L，ねじれ角ψとせん断応力τの関係式$\tau = r_o\psi \cdot G/L$を用いると，$\tau \leqq 37.7\mathrm{MPa}$となる．

◎問題4.2

中実軸の左端と右端に生じるねじりモーメントをM_{t1}，M_{t2}とすると，$M_{t1} + M_{t2} = T$，また，トルクを作用させた位置でねじれ角は連続であるので，$\psi = \dfrac{32M_{t1}l_1}{\pi d^4 G} = \dfrac{32M_{t2}l_2}{\pi d^4 G}$となる．この両式を用いれば，モーメント作用点の左側で$\tau_1 = 58.6\mathrm{MPa}$，右側で$\tau_2 = 29.3\mathrm{MPa}$となる．最大ねじれ角は$0.012\,\mathrm{rad}$

◎問題4.3

軸が伝える動力とトルクの関係$T = 60\mathrm{H}/2\pi n_r$からトルクを求め，ねじれ角とトルクの関係$\psi = \dfrac{32M_tL}{\pi G(d_o{}^4 - d_i{}^4)}$を利用して内外径を逆算する．外径が$0.136\,\mathrm{m}$で内径が$0.091\,\mathrm{m}$となる．

◎問題4.4

この形状比で（$d_1/d_2 = 1.2$，$2r/d_2 = 0.16$）の応力集中係数Kは，図4.10から$K = 1.4$となる．最大せん断応力を15MPaとして$K = \bar{\tau}_{max}\dfrac{\pi d_1^3}{16M_t}$より，$M_t$を逆算するとねじりモーメントの最大値は$M_{t\,max} = 454\text{N}\cdot\text{m}$となる．

◎問題4.5

2つのばねの変形量δは同一であるので，ばねの変形と荷重の関係式(4.38)から荷重Pは両ばねのコイル半径の3乗の逆比で分担される．すなわち，外側のばねに支えられる荷重をP_o，内側のばねに支えられる荷重をP_iとすると$P_o/P_i = R_i^3/R_o^3$，また作用荷重Pも両ばねで支えるので，$P_o + P_i = P$となる．両式より外側のばねには2.66MPa，内側のばねには4.18MPaの最大せん断応力が生じる．

◎問題4.6

ねじり応力の比は（薄肉閉円管）／（薄肉開円管）$= h/3r$，ねじり剛性の比は$3r^2/h^2$となる．

◎問題4.7

左端よりxのところに微小区間dxを考慮し，この区間の直径をほぼ一定と考えると，この区間のねじれ角$d\psi$は次式となる．

$d\psi = \dfrac{32M_t}{\pi G D_x^4}dx$，また$x$のところの直径は$D_x = D_1 + (D_2 - D_1)x/L$であるから，

$d\psi$に代入して全長にわたって積分すれば，全長のねじれ角

$\psi = \dfrac{32M_t L}{3\pi G}\cdot\dfrac{(D_1^2 + D_1 D_2 + D_2^2)}{D_1^3 D_2^3}$となる．

◎問題4.8

ねじりモーメントM_tがm，nの部分にM_{tm}，M_{tn}として配分されるとすると，

$M_{tm} = \dfrac{nM_t}{m+n}$，$M_{tn} = \dfrac{mM_t}{m+n}$となる．

◎問題4.9

弁を開放させるための所要蒸気圧から作用荷重を求め，最大せん断応力と荷重の関係式 $\tau_{max}=\dfrac{16PR}{\pi d^3}\left(1+\dfrac{d}{4R}\right)$ から素線直径dを，ばねの変形量と荷重の関係式$\delta=\dfrac{64nR^3P}{Gd^4}$よりコイル巻き数$n$を逆算する．ばね素線の直径は2.73cm，コイルの巻き数は5（完全巻き数）となる．

◎問題4.10

断面を上下フランジ部分と縦材の3個の部分に分けて $\tau_{max}=\dfrac{3M_t t_i}{\sum_i b_i t_i^3}$ で考える．上下のフランジ部分の最大せん断応力は55MPa，中央の縦材の最大せん断応力は66MPaとなる．