

設計製図Ⅱ 計算書

九州工業大学 機械知能工学科 機械知能コース 3年
学籍番号：13104069 坂本悠作

平成 27 年 9 月 14 日

第1章 歯車設計編

1.1 設計条件

表 1.1: データ

入力動力 (kw)	17
回転数 (rpm)	1300
速度伝達比	12
ねじれ角 (deg)	21

1.2 手順 A : 歯数仮定 $Z_1 Z_2 Z_3 Z_4$

以下の式より, u_1, u_2 を算出する.

$$u_i = 1.15\sqrt{i} \approx 3.9837$$

$$u_2 = 0.87\sqrt{i} \approx 3.0137$$

歯数を仮定する。ピニオン (小歯車) の歯数の範囲は, 21~25 の範囲で定めることとする。
ここでは, 以下のように仮定した.

表 1.2: 歯数の仮定

Z_1	23
Z_2	91
Z_3	24
Z_4	73

1.3 手順 B : モジュールの選定

モジュールの仮定は, 以下のように定めた

1.4 手順 C : 歯幅 b の仮定

$$1.3 \times 1.25\pi m_t / \tan\beta \geq b \geq 1.25\pi m_t / \tan\beta$$

表 1.3: モジュールの仮定

歯車の組み合わせ	モジュール
Z_1 と Z_2	4
Z_3 と Z_4	5

表 1.4: b の仮定

歯車の組み合わせ	モジュール	b の値	b の最大許容値	b の最小許容範囲
Z_1 と Z_2	4	45	53.197	40.920
Z_3 と Z_4	5	65	66.496	51.151

モジュールが決定したので, 以下のものが決定される

表 1.5: $d_{a,b}$ の算出 [mm]

歯車番号	ピッチ円筒直径 (d)	歯先円直径 (d_a)	基礎円直径 (d_b)
1	98.545	106.545	91.814
2	389.897	399.897	363.266
3	128.537	138.537	119.758
4	390.968	400.968	364.264

1.5 手順 D : σ_F の算出

歯元曲げ応力の式を以下に示す.

$$\sigma_F = F_W / (bm \cos \alpha_t) Y Y_\epsilon K_\delta K_A K_V K_\beta$$

ここで, $L=17(\text{kw})$, $n_1=1300(\text{rpm})$, $r_1=44.988$ より,

$$\begin{aligned} F_{W12} &= 9.74 \times 10^5 L / (r_1 n_1) \\ &= 283.117668 [\text{kgf}] \\ F_{W34} &= 9.74 \times 10^5 L / (r_3 n_3) \\ &= 897.223143 [\text{kgf}] \end{aligned}$$

- $\alpha_t = 0.371738799 [\text{radian}]$
- $Y = 2.56$
- $Y_\epsilon = 1.0$
- $K_A = 1.25$

- $K_\delta = 1.0$
- $K_V = 1.2$
- $K_\beta = 1.5$

上の条件により,

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= 283.11766 / (41 \times 4 \times \cos 0.371738799) 2.56 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.5 \\ &= 10.8393741 [\text{kgfmm}]\end{aligned}$$

同様の計算により, 以下の値が算出される.

表 1.6: σ_F の算出 [kgfmm]

歯車 No.	σ_F	安全率 S_F
1	89.788	2.402
2	71.422	2.883
3	145.130	1.791
4	121.132	2.105

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} \dots \text{曲げ強さに対する安全係数}$$

1.6 手順 G : 歯車材選定

1.6.1 歯車 1 の材料

炭素鋼 (焼入焼戻し)

- 硬さ $H_B = 240, H_V = 252$
- 引っ張り強さ (下限) $755.1 [\text{N/mm}^2]$
- 曲げ強さ $\sigma_{Flim} = 215.7 [\text{N/mm}^2]$
- 歯面強さ $\sigma_{Hlim} = 544.1 [\text{N/mm}^2]$

1.6.2 歯車 2 の材料

炭素鋼 (焼入焼戻し)

- 硬さ $H_B = 220, H_V = 231$
- 引っ張り強さ (下限) $696.3 [\text{N/mm}^2]$
- 曲げ強さ $\sigma_{Flim} = 205.9 [\text{N/mm}^2]$
- 歯面強さ $\sigma_{Hlim} = 529.6 [\text{N/mm}^2]$

1.6.3 歯車 3 の材料

炭素鋼 (焼入焼戻し)

- 硬さ $H_B = 290, H_V = 305$
- 引っ張り強さ (下限) $912.0[N/mm^2]$
- 曲げ強さ $\sigma_{Flim} = 255.9[N/mm^2]$
- 歯面強さ $\sigma_{Hlim} 6686.5[N/mm^2]$

1.6.4 歯車 4 の材料

炭素鋼 (焼入焼戻し)

- 硬さ $H_B = 270, H_V = 284$
- 引っ張り強さ (下限) $853.2[N/mm^2]$
- 曲げ強さ $\sigma_{Flim} = 255.0[N/mm^2]$
- 歯面強さ $\sigma_{Hlim} 657.0[N/mm^2]$

を仮定する.

1.7 手順 E : σ_H の算出

σ_H を算出するには, 以下の式を用いる.

$$\sigma_H = \sqrt{K} Z_{HH} Z_E \sqrt{K_A} \sqrt{K_V} \sqrt{K_B}$$

これを計算するためには, \sqrt{K}, Z_{HH}, Z_E の値を計算する.

$$\begin{aligned} K &= \frac{F_W}{bd_1} \frac{u+1}{u} \\ Z_{HH} &= 2\sqrt{\cos\beta_b / \sqrt{\epsilon_a \sin 2\alpha_i}} \\ Z_E &= \sqrt{0.35 E_1 E_2 / (E_1 + E_2)} \end{aligned}$$

表 1.7: σ_H の算出 [kgf/mm]

歯車 No.	$\sigma_H[N/mm^2]$	安全率 S_H
1	383.7211	1.444
2	383.7211	1.380
3	532.7872	1.289
4	532.7872	1.233

$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H}$... 歯面強さに対する安全係数

1.8 手順 N

1.8.1 バックラッシの計算

汎用減速機の歯車には通常歯車精度等級に 3 ~ 4 級が使用される. よって, ここでは 3 級として計算をしていく. バックラッシの計算は, 次式で求まる.

$$\begin{aligned}\text{最大値 } j_{t(max)} &= 35.5\omega[\mu m] \\ \text{最小値 } j_{t(min)} &= 10\omega[\mu m] \\ \text{ただしここでは, } \omega &= d^{1/3} + 0.65m_t\end{aligned}$$

この計算式によって計算すると, 次の計算結果が算出される.

表 1.8: バックラッシの計算結果

歯車番号	最大値 (μm)	最小値 (μm)	合計値 (max)	合計値 (min)	ω
1	252.560	71.144	598.331	168.544	7.114
2	345.771	97.400			9.740
3	290.476	81.824	659.554	185.790	8.182
4	369.078	103.966			10.397

1.8.2 中心間距離寸法公差の計算

中心距離寸法公差等級は H7 として計算する. H7 の中心距離寸法公差は以下のとおりである.

$$\Delta a = 16\omega_c \quad (1.1)$$

ここで, $\omega_c = 0.45a^{1/4} + 0.001a$ (a : 中心距離) である.

表 1.9: 中心間距離寸法公差の計算結果

段	$\omega_c(\mu m)$	$\Delta a(\mu m)$
12(1 段目)	3.057	48.912
34(2 段目)	3.131	50.095

1.8.3 歯厚寸法差

次に示すのは, 歯厚寸法差 $\Delta s(\mu m)$ の計算式である.

$$\Delta s_1 = \Delta s_2 = (-j_t + 2\Delta a \tan \alpha_n)/2$$

Δs はバックラッシと中心距離寸法公差の組み合わせで最大, 最小の値を計算すると, 次のようになる.

表 1.10: 歯厚の寸法差の計算結果

段	$\Delta s_{max}(\mu m)$	$\Delta s_{min}(\mu m)$
12	-281.363	-66.469
34	-311.543	-74.662

1.8.4 またぎ歯厚

またぎ歯厚 $W(\text{mm})$ は次式で計算する.

$$\text{またぎ歯数 } Z_m = Z(\alpha_t/180 + \tan \alpha_t \tan^2 \beta_b/\pi) + 0.5(\text{最も近い整数値}) \quad (1.2)$$

$$inv(\alpha_t) = \tan \alpha_t - \alpha_t \quad (1.3)$$

$$W = m \cos \alpha_n (\pi(Z_m - 0.5) + Z inv(\alpha_t)) - |\Delta s| \cos \alpha_n \cos \beta \quad (1.4)$$

表 1.11: またぎ歯厚計算結果

歯車番号	Z	Zm	m	W(min)[mm]	W(max)[mm]
1	23	4	4	42.650	42.839
2	91	13	4	153.560	153.748
3	24	4	5	53.459	53.648
4	73	10	5	149.196	149.385

1.9 簡易平面図

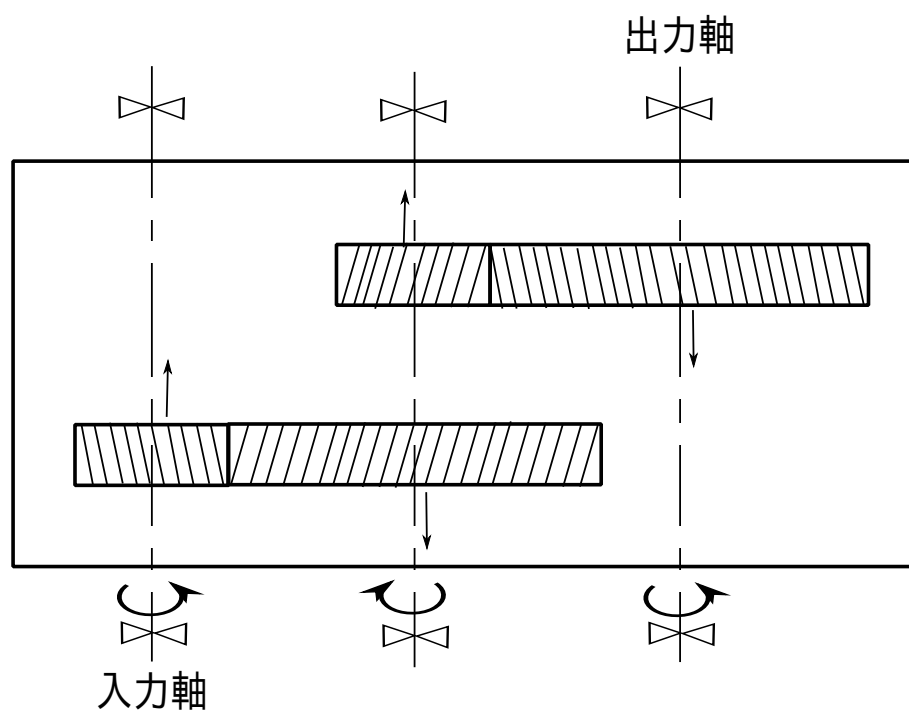


図 1.1: 簡易平面図

第2章 軸設計編

2.1 歯車周速

ピッチ円周上における歯車の速度を以下のようにして求めた.

$$v_{12} = \frac{\pi d_1 n_1}{1000} \times \frac{1}{60} = \frac{\pi \times 98.5453 \times 1300}{1000} \times \frac{1}{60} = 6.7077[m/s] \quad (2.1)$$

$$v_{34} = \frac{\pi d_3 n_3}{1000} \times \frac{1}{60} = \frac{\pi \times 128.537 \times 328.5714}{1000} \times \frac{1}{60} = 2.2113[m/s] \quad (2.2)$$

2.2 動力と接線力の関係

動力と接線力には次の関係が有る.

$$T[N \cdot m] = F[N]r[m] \quad (2.3)$$

$$P[kW] = \frac{2\pi T[N \cdot m]n[rpm]}{60}w \quad (2.4)$$

以上より, 接線力は以下のように算出できる.

$$P[W] = \frac{\pi F[N]d[m]n[rpm]}{60} = F[N]v[N \cdot m] \text{ より,} \\ F_{12} = \frac{60P}{\pi d[m]n[rpm]} = \frac{60 \times 17000}{\pi \times 0.098545 \times 1300} = 2534.4008[N] \quad (2.5)$$

$$F_{34} = \frac{60P}{\pi d[m]n[rpm]} = \frac{60 \times 17000}{\pi \times 0.128537 \times 328.5714} = 7687.6284[N] \quad (2.6)$$

2.3 スラスト荷重とラジアル荷重の算出

軸に加えられる力を, 軸に対して直角に作用するラジアル荷重と, 軸方向に作用するスラスト荷重に分類分けをする. こうすることでかかる力とモーメントの関係をそれぞれ算出し, 後で合成することで計算ができる.

歯車の形状から, ラジアル荷重 P_r とスラスト荷重 P_t は以下のように計算される. ここに, 正面圧力角 (歯車を正面から見た時のピッチ円周上の歯の角度) $\alpha_t = 21.2991[degree]$, ピッチ円筒ねじれ角 $\beta = 21[degree]$ とする

$$P_r = F \tan(\alpha) \quad (2.7)$$

$$P_t = F \tan(\beta) \quad (2.8)$$

よって,

$$P_{r1} = P_{r2} = F \tan(\alpha) = 2534.4008 \times \tan(21.2991) = 988.08[N] \quad (2.9)$$

$$P_{r3} = P_{r4} = F \tan(\alpha) = 7687.6284 \times \tan(21.2991) = 2997.14[N] \quad (2.10)$$

$$P_{t1} = P_{t2} = F \tan(\beta) = 2534.4008 \times \tan(21) = 972.87[N] \quad (2.11)$$

$$P_{t3} = P_{t4} = F \tan(\beta) = 7687.6284 \times \tan(21) = 2951[N] \quad (2.12)$$

2.4 スパンの決定

2.4.1 湯浴式潤滑法

湯浴式の潤滑法とは, 歯末部分が潤滑油に浸されており, 歯車の回転運動の遠心力により潤滑油が飛沫 (ひまつ) して軸受けなど各部へ供給される方法である. この方法は歯車の周速が $3 \sim 13m/s$ であるものが適している. 理由としては, 飛び散らせるための力として $3m/s$ 以上が好ましいということと, 速すぎると潤滑油が必要以上に飛ばされるため, 十分な油膜の形成に影響が出て, かつ動力損失を増してしまうため, $13m/s$ 以下が好ましいことが挙げられる. 同様な理由により, ギヤボックスと歯車の間隔にも制約が入る. しかし, 間隔が開きすぎると材料にかかる応力が大きくなるので, ここでは以下の式を用いて最大値と最小値を求める. ここに, C をギヤボックスと車軸の間隔とすると,

$$C = (2 \sim 3)v + 10 + \alpha \quad (2.13)$$

2.4.2 最大値と最小値の計算

この式を用いて最大値と最小値を計算する

$$C_{1max} = 3v + 10 = 3 \times 6.7077 + 10 + \alpha = 30.1231 + \alpha \quad (2.14)$$

$$C_{1min} = 2v + 10 = 2 \times 6.7077 + 10 + \alpha = 23.4154 + \alpha \quad (2.15)$$

ここで第3歯車を固定し, 相対的な速度が潤滑に影響するパラメータであると考えたと, 次のようになる.

$$C_{2max} = 3v + 10 = 3 \times (6.7077 - 2.2113) + 10 + \alpha = 23.4892 + \alpha \quad (2.16)$$

$$C_{2min} = 2v + 10 = 2 \times (6.7077 - 2.2113) + 10 + \alpha = 18.9928 + \alpha \quad (2.17)$$

$$C_{3max} = 3v + 10 = 3 \times 2.2113 + 10 + \alpha = 16.6339 + \alpha \quad (2.18)$$

$$C_{3min} = 2v + 10 = 2 \times 2.2113 + 10 + \alpha = 14.4226 + \alpha \quad (2.19)$$

2.4.3 スパンの決定

先ほどの計算から, きりのいい整数値で決定すると,

$$C_1 = 27, C_2 = 21, C_3 = 16$$

ここでギヤボックスの幅を 40mm とすると, 軸の長さが計算できる.

$$\text{軸長} = C_1 + C_2 + C_3 + b_{12} + b_{34} + 40 \times 2 \quad (2.20)$$

$$= 27 + 21 + 16 + 45 + 65 + 40 \times 2 \quad (2.21)$$

$$= 254 \quad (2.22)$$

よって, スパン長が決定する.

$$a_1 = 40 + 16 + \frac{65}{2} = 88.5 \quad (2.23)$$

$$a_2 = \frac{65}{2} + 21 + \frac{45}{2} = 76 \quad (2.24)$$

$$a_3 = \frac{45}{2} + 27 + 40 = 89.5 \quad (2.25)$$

2.5 軸に作用する力の算出

2.5.1 入力軸

図 2.1 と図 2.2 は入力軸に作用する力をモデル化したものである. このモデルに対して, 材力の公式を用いて力の分析をする.

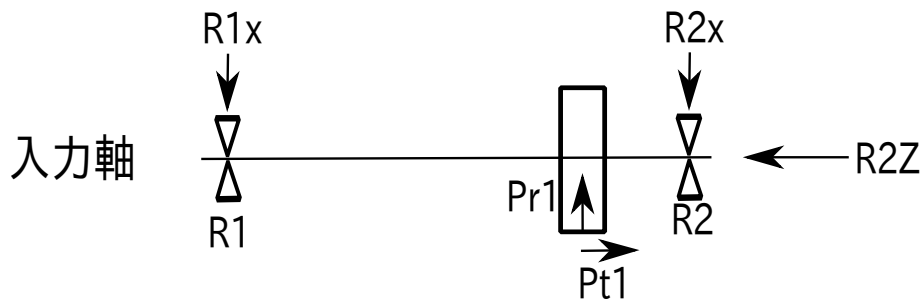


図 2.1: 入力軸モデル (xz 成分)

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : P_{r1} - R_{1x} - R_{2x} = 0 \quad (2.26)$$

$$y \text{ 成分} : Fw_{12} - R_{1y} - R_{2y} = 0 \quad (2.27)$$

$$z \text{ 成分} : -P_{t1} + R_{2z} = 0 \quad (2.28)$$

$$y \text{ 軸, } R_1 \text{ 回りのモーメント} : (a_1 + a_2)P_{r1} + \frac{d_1}{2}P_{t1} - (a_1 + a_2 + a_3)R_{2x} = 0 \quad (2.29)$$

$$x \text{ 軸, } R_1 \text{ 回りのモーメント} : (a_1 + a_2)Fw_{12} - (a_1 + a_2 + a_3)R_{2y} = 0 \quad (2.30)$$

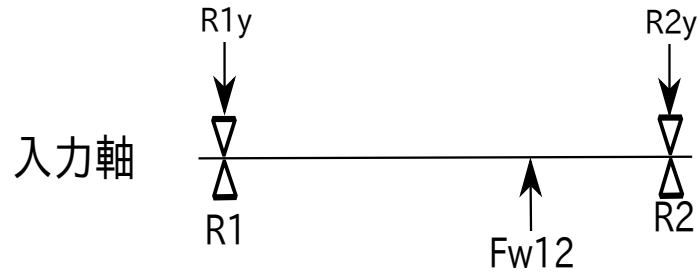


図 2.2: 入力軸モデル (y 成分)

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{1x} = -159.44$
- $R_{1y} = -893.03$
- $R_{2x} = -828.64$
- $R_{2y} = -1641.3708$
- $R_{2z} = -972.87$

上の結果から, 軸受けにかかるラジアル荷重の大きさが以下のように算出できる.

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = 907.151 \quad (2.31)$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = 1838.68 \quad (2.32)$$

$$(2.33)$$

次に, この軸にかかるモーメントを求め, BMD に示す. 歯車が有る点を中心に考えると, 軸受けのラジアル力によって軸にかかるモーメントは次のように求めることができる.

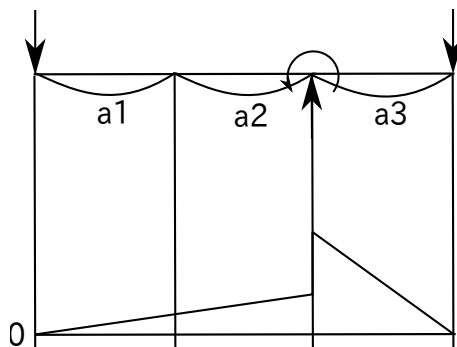


図 2.3: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

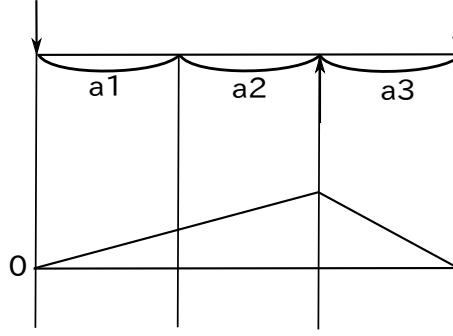


図 2.4: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

$$M_{1x} = R_{1x} \times (a_1 + a_2) = 26227.88 \quad (2.34)$$

$$M_{2x} = R_{2x} \times a_3 = 74163.28 \quad (2.35)$$

$$M_{1y} = R_{1y} \times (a_1 + a_2) = 146903.435 \quad (2.36)$$

$$M_{2y} = R_{2y} \times a_3 = 146902.69 \quad (2.37)$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{1x}^2 + M_{1y}^2} = 149226.41 \quad (2.38)$$

$$M_{2max} = \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} = 164561.82 \quad (2.39)$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \quad (2.40)$$

$$T_2 = \frac{d_1}{2} \times Fw_{12} \quad (2.41)$$

$$= \frac{98.545}{2} \times 2534.4008 = 124877.531 \quad (2.42)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \quad (2.43)$$

$$T_{z2} = R_{2z} = P_{t1} = 972.870 \quad (2.44)$$

逆回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : P_{r1} - R_{1x} - R_{2x} = 0 \quad (2.45)$$

$$y \text{ 成分} : Fw_{12} - R_{1y} - R_{2y} = 0 \quad (2.46)$$

$$z \text{ 成分} : P_{t1} - R_{2z} = 0 \quad (2.47)$$

$$y \text{ 軸, } R_1 \text{ 回りのモーメント} : (a_1 + a_2)P_{r1} - \frac{d_1}{2}P_{t1} - (a_1 + a_2 + a_3)R_{2x} \quad (2.48)$$

$$x \text{ 軸, } R_1 \text{ 回りのモーメント} : (a_1 + a_2)Fw_{12} - (a_1 + a_2 + a_3)R_{2y} \quad (2.49)$$

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{1x} = -536.89$
- $R_{1y} = 893.03$
- $R_{2x} = -451.19$
- $R_{2y} = 1641.3708$
- $R_{2z} = 972.87$

上の結果から, 軸受けにかかるラジアル荷重の大きさが以下のように算出できる.

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = 1041.99 \quad (2.50)$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = 1702.25 \quad (2.51)$$

$$(2.52)$$

次に, この軸にかかるモーメントを求め, BMD に示す. 歯車が有る点を中心に考えると, 軸受けのラジアル力によって軸にかかるモーメントは次のように求めることができる.

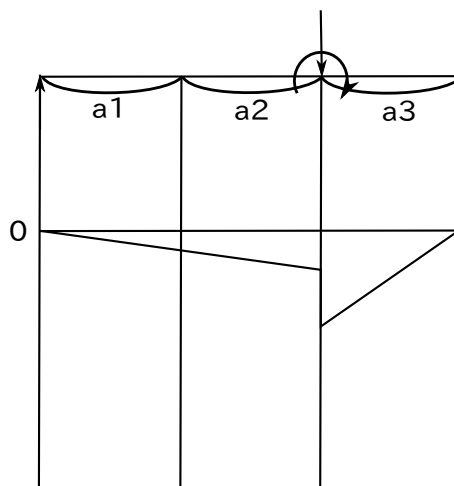


図 2.5: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

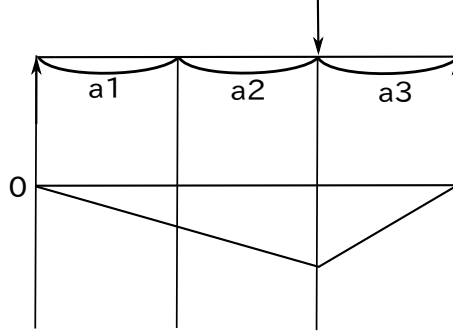


図 2.6: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

$$M_{1x} = R_{1x} \times (a_1 + a_2) = 88318 \quad (2.53)$$

$$M_{2x} = R_{2x} \times a_3 = 40381 \quad (2.54)$$

$$M_{1y} = R_{1y} \times (a_1 + a_2) = 146903 \quad (2.55)$$

$$M_{2y} = R_{2y} \times a_3 = 146903 \quad (2.56)$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{1x}^2 + M_{1y}^2} = 171407 \quad (2.57)$$

$$M_{2max} = \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} = 152351 \quad (2.58)$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \quad (2.59)$$

$$T_2 = \frac{d_1}{2} \times Fw_{12} \quad (2.60)$$

$$= \frac{98.545}{2} \times 2534.4008 = 124877.531 \quad (2.61)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \quad (2.62)$$

$$T_{z2} = R_{2z} = P_{t1} = 972.870 \quad (2.63)$$

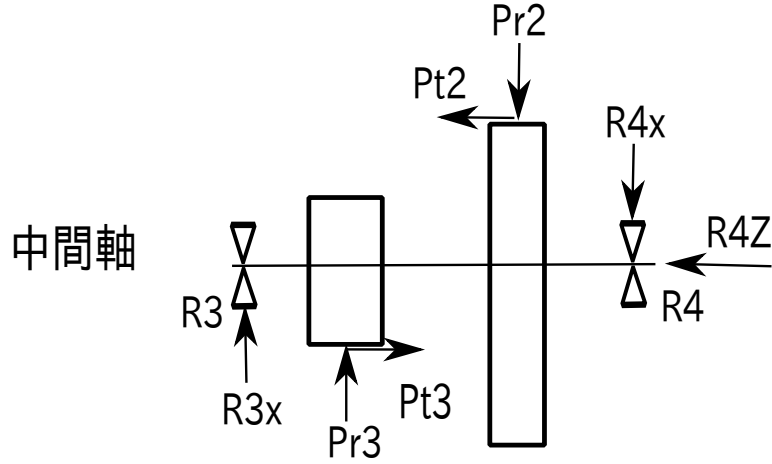


図 2.7: 中間軸モデル

2.5.2 中間軸

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : P_{r3} - P_{r2} + R_{3x} - R_{4x} = 0 \quad (2.64)$$

$$y \text{ 成分} : -Fw_{12} - Fw_{34} + R_{3y} + R_{4y} = 0 \quad (2.65)$$

$$z \text{ 成分} : -P_{t2} + P_{t3} + R_{4z} = 0 \quad (2.66)$$

$$y \text{ 軸, } R_3 \text{ 回りのモーメント} : a_1 P_{r3} - (a_1 + a_2) P_{r2} - (a_1 + a_2 + a_3) R_{4x} - \frac{d_3}{2} P_{t3} - \frac{d_2}{2} P_{t2} \quad (2.67)$$

$$x \text{ 軸, } R_3 \text{ 回りのモーメント} : -a_1 Fw_{34} - (a_1 + a_2) Fw_{12} + (a_1 + a_2 + a_3) F_{4y} \quad (2.68)$$

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{3x} = -111.33$
- $R_{3y} = 5902.09$
- $R_{4x} = -1897.73$
- $R_{4y} = 4319.9392$
- $R_{4z} = -1978.13$

上の結果から, 軸受けにかかるラジアル荷重の大きさが以下のように算出できる.

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} = 5903 \quad (2.69)$$

$$R_4 = \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} = 4718.4 \quad (2.70)$$

$$(2.71)$$

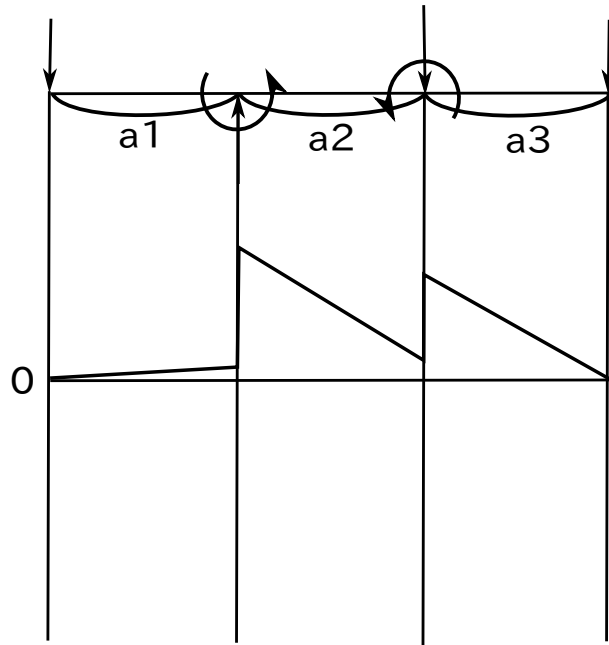


圖 2.8: 中間軸 y 軸基準

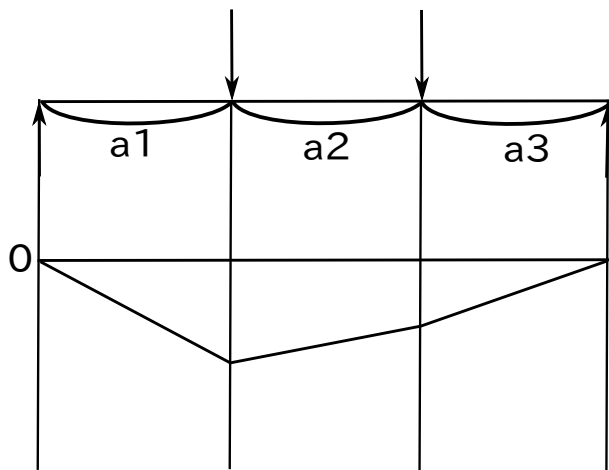


圖 2.9: 中間軸 x 軸基準

次に, この軸にかかるモーメントを求め, BMD に示す. 歯車がある点を中心に考えると, 軸受けのラジアル力によって軸にかかるモーメントは次のように求めることができる.

$$M_{3y} = R_{3y} \times a_1 = 522334 \quad (2.72)$$

$$M_{4y} = R_{4y} \times a_3 = 386634 \quad (2.73)$$

$$M_{31x} = R_{3x} \times a_1 = 9853 \quad (2.74)$$

$$M_{32x} = M_{31x} + P_t \frac{d_3}{2} = 199510 \quad (2.75)$$

$$M_{21x} = M_{22x} + P_t \frac{d_2}{2} = 19812 \quad (2.76)$$

$$M_{22x} = R_{4x} \times a_3 = 169846 \quad (2.77)$$

$$(2.78)$$

以上より, 最大モーメントの組み合わせは,

$$\sqrt{M_{3y}^2 + M_{32x}^2} = 559139 \quad (2.79)$$

$$\sqrt{M_{3y}^2 + M_{21x}^2} = 422296 \quad (2.80)$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_3 = 0 \quad (2.81)$$

$$T_4 = \frac{d_3}{2} \times Fw_{34} \quad (2.82)$$

$$= \frac{128.5374}{2} \times 7687.628 = 494073.883 \quad (2.83)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z3} = -1978.130 \quad (2.84)$$

$$T_{z4} = R_{4z} = 1978.130 \quad (2.85)$$

逆回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : P_{r3} - P_{r2} + R_{3x} - R_{4x} = 0 \quad (2.86)$$

$$y \text{ 成分} : -Fw_{12} - Fw_{34} + R_{3y} + R_{4y} = 0 \quad (2.87)$$

$$z \text{ 成分} : P_{t2} - P_{t3} + R_{4z} = 0 \quad (2.88)$$

$$y \text{ 軸, } R_3 \text{ 回りのモーメント} : a_1 P_{r3} - (a_1 + a_2) P_{r2} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{4x} + \frac{d_3}{2} P_{t3} + \frac{d_2}{2} P_{t2} \quad (2.89)$$

$$x \text{ 軸, } R_3 \text{ 回りのモーメント} : a_1 Fw_{34} + (a_1 + a_2) Fw_{12} - (a_1 + a_2 + a_3) F_{4y} \quad (2.90)$$

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{3x} = -3098.07$

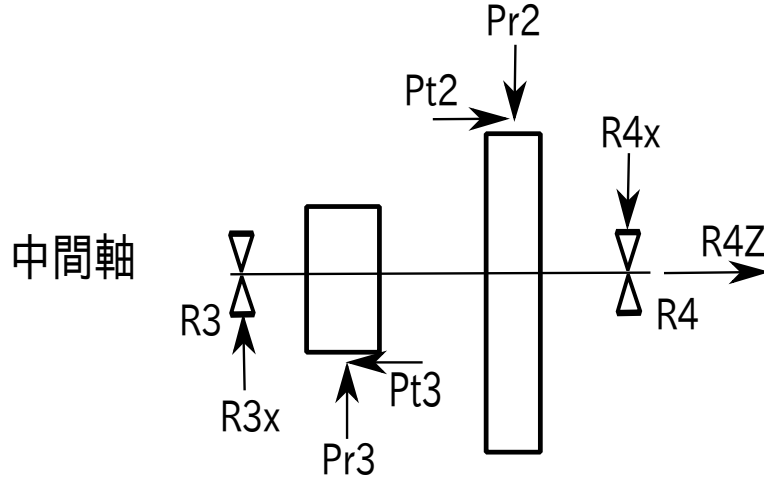


図 2.10: 中間軸モデル

- $R_{3y} = -5902.09$
- $R_{4x} = 1089.01$
- $R_{4y} = -4319.9392$
- $R_{4z} = 1978.13$

上の結果から, 軸受けにかかるラジアル荷重の大きさが以下のように算出できる.

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} = 6665.79 \quad (2.91)$$

$$R_4 = \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} = 4455.10 \quad (2.92)$$

$$(2.93)$$

次に, この軸にかかるモーメントを求め, BMD に示す. 歯車がある点を中心に考えると, 軸受けのラジアル力によって軸にかかるモーメントは次のように求めることができる.

$$M_{3y} = R_{3y} \times a_1 = 522335 \quad (2.94)$$

$$M_{4y} = R_{4y} \times a_3 = 386634 \quad (2.95)$$

$$M_{31x} = R_{3x} \times a_1 = -274179 \quad (2.96)$$

$$M_{32x} = M_{31x} + P_t \frac{d_3}{2} = -84522 \quad (2.97)$$

$$M_{21x} = M_{22x} + P_t \frac{d_2}{2} = -92193.173 \quad (2.98)$$

$$M_{22x} = R_{4x} \times a_3 = 97466.276 \quad (2.99)$$

$$(2.100)$$

以上より, 最大モーメントの組み合わせは,

$$\sqrt{M_{3y}^2 + M_{31x}^2} = 589921 \quad (2.101)$$

$$\sqrt{M_{3y}^2 + M_{21x}^2} = 398730 \quad (2.102)$$

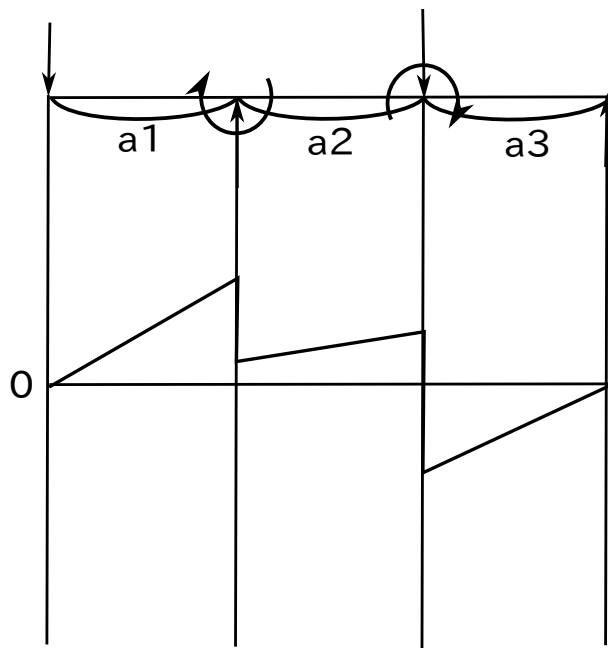


圖 2.11: 中間軸 y 軸基準

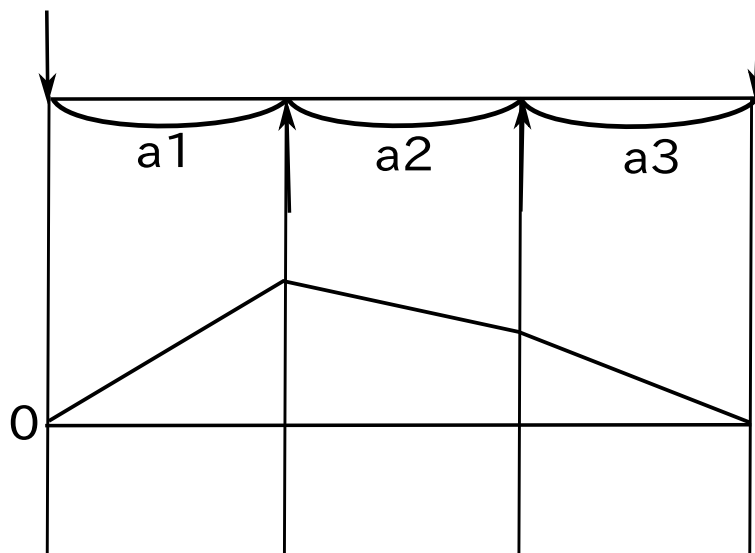


圖 2.12: 中間軸 x 軸基準

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_3 = 0 \quad (2.103)$$

$$T_4 = \frac{d_3}{2} \times Fw_{34} \quad (2.104)$$

$$= \frac{128.5374}{2} \times 7687.628 = 494073.883 \quad (2.105)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z3} = -1978.130 \quad (2.106)$$

$$T_{z4} = R_{4z} = 1978.130 \quad (2.107)$$

2.5.3 出力軸

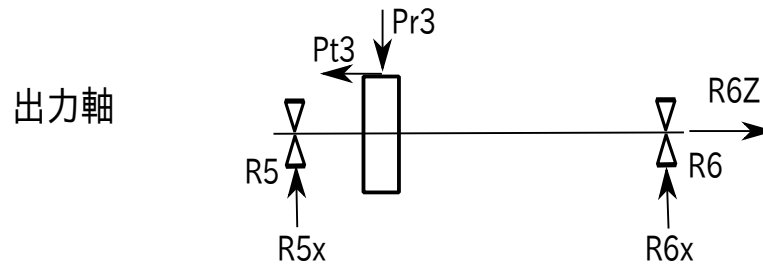


図 2.13: 出力軸モデル (xz 成分)

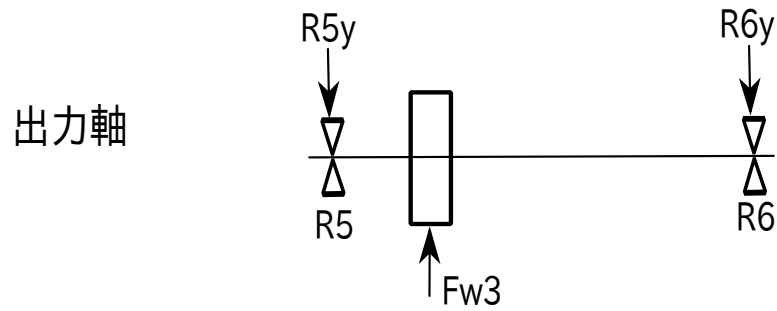


図 2.14: 出力軸モデル (y 成分)

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : -P_{r3} + R_{5x} + R_{6x} = 0 \quad (2.108)$$

$$y \text{ 成分} : Fw_{34} - R_{5y} - R_{6y} = 0 \quad (2.109)$$

$$z \text{ 成分} : -P_{t3} + R_{6z} = 0 \quad (2.110)$$

$$y \text{ 軸, } R_5 \text{ 回りのモーメント} : -a_1 P_{r3} + \frac{d_4}{2} P_{t3} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{6x} \quad (2.111)$$

$$x \text{ 軸, } R_5 \text{ 回りのモーメント} : a_1 Fw_{34} - (a_1 + a_2 + a_3) R_{6y} \quad (2.112)$$

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{5x} = 4224.02$
- $R_{5y} = -5009.06$
- $R_{5z} = 2951$
- $R_{6x} = 1226.88$
- $R_{6y} = -2678.5684$

上の結果から, 軸受けにかかるラジアル荷重の大きさが以下のように算出できる.

$$R_5 = \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} = 6552.32 \quad (2.113)$$

$$R_6 = \sqrt{R_{6x}^2 + R_{6y}^2} = 3195.88 \quad (2.114)$$

$$(2.115)$$

次に, この軸にかかるモーメントを求め, BMD に示す. 歯車が有る点を中心に考えると, 軸受けのラジアル力によって軸にかかるモーメントは次のように求めることができる.

$$M_{5x} = R_{5x} \times a_1 = -373824.548 \quad (2.116)$$

$$M_{6x} = R_{6x} \times a_3 = 203048.589 \quad (2.117)$$

$$M_{5y} = R_{5y} \times a_1 = 443302.249 \quad (2.118)$$

$$M_{6y} = R_{6y} \times a_3 = 443302.249 \quad (2.119)$$

$$(2.120)$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{5x}^2 + M_{5y}^2} = 579881 \quad (2.121)$$

$$M_{2max} = \sqrt{M_{6x}^2 + M_{6y}^2} = 487592 \quad (2.122)$$

$$(2.123)$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \quad (2.124)$$

$$T_2 = \frac{d_4}{2} \times Fw_{34} \quad (2.125)$$

$$= \frac{390.9679}{2} \times 7687.628 = 1502807.966 \quad (2.126)$$

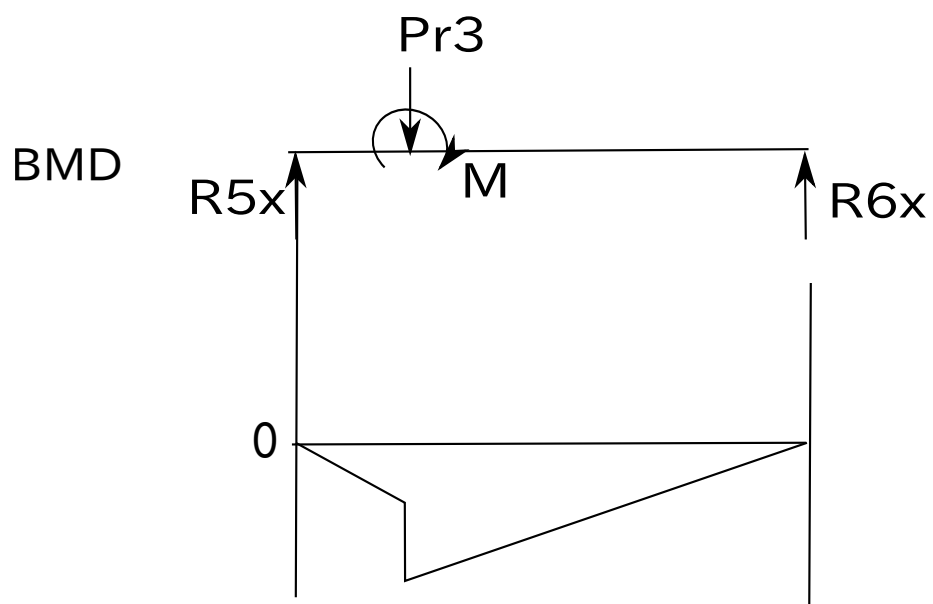


図 2.15: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

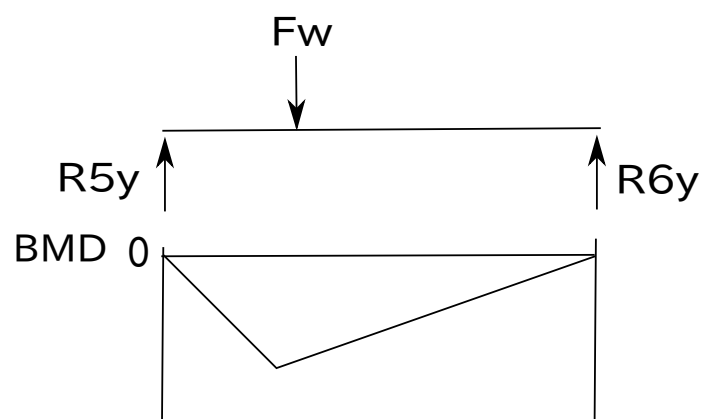


図 2.16: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \quad (2.127)$$

$$T_{z2} = R_{6z} = P_{t3} = 2951.000 \quad (2.128)$$

逆回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : -P_{r3} + R_{5x} + R_{6x} = 0 \quad (2.129)$$

$$y \text{ 成分} : Fw_{34} - R_{5y} - R_{6y} = 0 \quad (2.130)$$

$$z \text{ 成分} : -P_{t3} + R_{5z} = 0 \quad (2.131)$$

$$y \text{ 軸, } R_5 \text{ 回りのモーメント} : -a_1 P_{r3} + \frac{d_4}{2} P_{t3} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{6x} \quad (2.132)$$

$$x \text{ 軸, } R_5 \text{ 回りのモーメント} : a_1 Fw_{34} - (a_1 + a_2 + a_3) R_{6y} \quad (2.133)$$

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{5x} = -318.29$
- $R_{5y} = 5009.06$
- $R_{5z} = -2951.000$
- $R_{6x} = 3315.43$
- $R_{6y} = 2678.5684$

上の結果から, 軸受けにかかるラジアル荷重の大きさが以下のように算出できる.

$$R_5 = \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} = 3330.67 \quad (2.134)$$

$$R_6 = \sqrt{R_{6x}^2 + R_{6y}^2} = 5680.26 \quad (2.135)$$

$$(2.136)$$

次に, この軸にかかるモーメントを求め, BMD に示す. 歯車がある点を中心に考えると, 軸受けのラジアル力によって軸にかかるモーメントは次のように求めることができる.

$$M_{5x} = R_{5x} \times a_1 = -281670 \quad (2.137)$$

$$M_{6x} = R_{6x} \times a_3 = -548703 \quad (2.138)$$

$$M_{5y} = R_{5y} \times a_1 = -443302 \quad (2.139)$$

$$M_{6y} = R_{6y} \times a_3 = -443302 \quad (2.140)$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{5x}^2 + M_{5y}^2} = 444196 \quad (2.141)$$

$$M_{2max} = \sqrt{M_{6x}^2 + M_{6y}^2} = 705402 \quad (2.142)$$

$$(2.143)$$

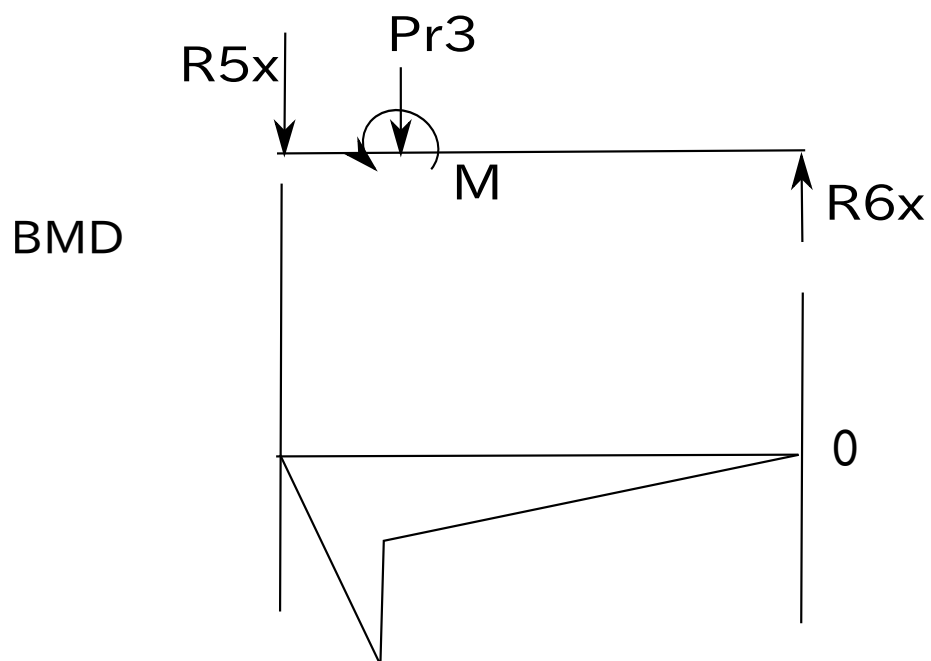


図 2.17: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

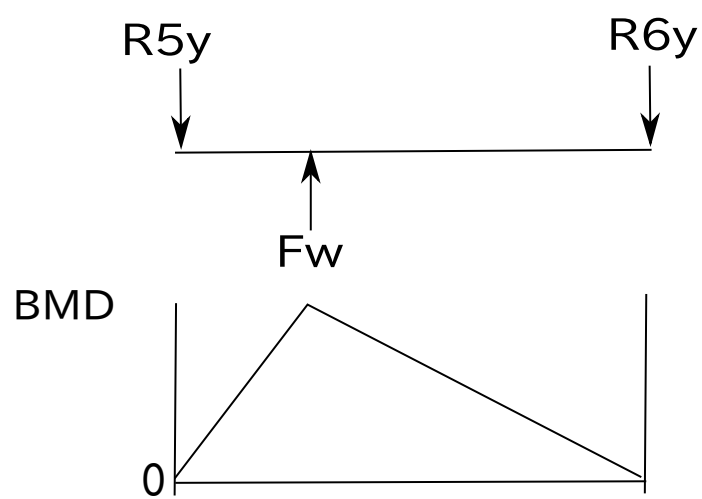


図 2.18: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \quad (2.144)$$

$$T_2 = \frac{d_4}{2} \times Fw_{34} \quad (2.145)$$

$$= \frac{390.9679}{2} \times 7687.628 = 1502807.966 \quad (2.146)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \quad (2.147)$$

$$T_{z2} = R_{6z} = P_{t3} = 2951.000 \quad (2.148)$$

2.6 軸の最小径の決定

2.6.1 計算手順

まず次の計算を行い, 最小軸径をそれぞれ求める.

1. 破壊条件に基づく軸径

軸に生じる最大応力が, 軸の許容応力よりも大きくなければならないという条件から, 軸の最小径を求めていく. ここで用いる軸は丸棒であるので, 軸の径が小さいほど許容せん断応力は小さくなる. よって, 軸の直径 d を小さくしていき, 許容せん断応力と最大せん断応力が等しくなる d を算出すればよい.

2. 座屈条件に基づく軸径

座屈荷重による強度は, 最小断面 2 次モーメントに依存する. これにより, 耐えられる座屈荷重が決定するので, 最小軸径も決定する.

3. ねじり剛性に基づく軸径

一般的に, 1m の軸に対して 0.25[degree] というのが目安になる. 軸系を大きくするとねじられにくさが向上するので, 最小軸系も決定する.

それぞれ算出した軸径以上の軸径を選択する. また, 入力軸の材料は第 1 歯車と一体化しなければならないので, 第 1 歯車と同素材を用いる. よって軸の許容応力は以下のように定まる. キー溝がある場合は, 次の値に更に 0.75 倍したものを採用する.

$$\text{最大せん断応力の場合 } \tau_{al} = 0.18 \times \sigma_{UTS} \quad (2.149)$$

$$= 0.18 \times 755.1 = 135.92[MPa] \quad (2.150)$$

$$\text{最大主応力の場合 } \tau_{al} = 0.36 \times \sigma_{UTS} \quad (2.151)$$

$$= 0.36 \times 755.1 = 271.84[MPa] \quad (2.152)$$

動的効果係数

実際の軸にはどう荷重が作用する, この影響を考えるために, 動的効果の係数を導入する. この係数は 3 段階に分類分けされているが, ここでは軽い変動荷重が作用するとして, ねじりの動的効果の係数を $k_t = 1.0, k_b = 1.5$ として計算をする.

2.6.2 破壊条件に基づく軸径

軸受け 1 にかかる許容せん断応力 τ_{al} は, ねじりが作用しないので, 次の式で算出する.

$$\tau_{al} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(M + \frac{d}{8}P)^2 + T^2} \quad (2.153)$$

軸径 d について解くと,

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(M + \frac{d}{8}P)^2 + T^2}} \quad (2.154)$$

動的効果の係数に直すと,

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8}P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.155)$$

軸受け 1 側の軸 (正回転)

軸受け 1 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は、ねじりと軸力が作用しないので、次の式で算出する。
ここで $P = 0, T = 0$ を代入した。

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.156)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{(1.5 \times 149226)^2}} \quad (2.157)$$

$$= 20.32[mm] \quad (2.158)$$

軸受け 1 側の軸 (逆回転)

軸受け 1 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は、ねじりと軸力が作用しないので、次の式で算出する。
ここで $P = 0, T = 0$ を代入した。

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.159)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{(1.5 \times 171407)^2}} \quad (2.160)$$

$$= 21.28[mm] \quad (2.161)$$

軸受け 2 側の軸 (正回転)

軸受け 2 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は、ねじりと軸力が作用しないので、次の式で算出する。
ここで $P = -972.87, T = 124877.53, M = 164561.82$ を代入した。この計算では d (直径) の値がわかっていないので、繰返し計算で算出する。初期値 $20[mm]$ とする。

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.162)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{(1.5 \times 164561.82 + \frac{20}{8} \times -972.87)^2 + (1.0 \times 164561.82)^2}} \quad (2.163)$$

$$= 21.75 \quad (2.164)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{(1.5 \times 164561.82 + \frac{21.75}{8} \times -972.87)^2 + (1.0 \times 164561.82)^2}} \quad (2.165)$$

$$= 21.74[mm] \text{ (収束確認)} \quad (2.166)$$

軸受け 2 側の軸 (逆回転)

軸受け 2 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は、ねじりと軸力が作用しないので、次の式で算出する。
ここで $P = 972.87, T = 124877.53, M = 152351$ を代入した。この計算では d (直径) の値がわかっ

ていないので、繰り返し計算で算出する。初期値 20[mm] とする。

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8}P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.167)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{(1.5 \times 152351 + \frac{20}{8} \times 972.87)^2 + (1.0 \times 124877.53)^2}} \quad (2.168)$$

$$= 21.43 \quad (2.169)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{(1.5 \times 152351 + \frac{21.43}{8} \times 972.87)^2 + (1.0 \times 124877.53)^2}} \quad (2.170)$$

$$= 21.43[mm](収束確認) \quad (2.171)$$

軸受け 3 側の軸 (正回転)

軸受け 33 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は、ねじりと軸力が作用しないので、次の式で算出する。
ここで $P = 0, T = 0$ を代入した。

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.172)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{1.5 \times 559139^2}} \quad (2.173)$$

$$= 31.56[mm] \quad (2.174)$$

軸受け 3 側の軸 (逆回転)

軸受け 3 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は、ねじりと軸力が作用しないので、次の式で算出する。
ここで $P = 0, T = 0$ を代入した。

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.175)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{1.5 \times 589921^2}} \quad (2.176)$$

$$= 32.13[mm] \quad (2.177)$$

第 3 歯車と第 4 歯車の間の軸 (正回転)

軸受け 3 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は、ねじりと軸力が作用しないので、次の式で算出する。
また、キー溝があるので、 τ_{al} の値を 0.75 倍にした。ここで $P = 2951, T = 494074, M = 559139$ を代入した。この計算では d(直径) の値がわかっていないので、繰り返し計算で算出する。初期値 20[mm]

とする.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.178)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 559139 + \frac{20}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 494074)^2}} \\ = 36.42 \quad (2.179)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 559139 + \frac{36.42}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 494074)^2}} \\ = 36.36[mm] \quad (2.180)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 559139 + \frac{36.36}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 494074)^2}} \\ = 36.36[mm](収束確認) \quad (2.181)$$

第 3 歯車と第 4 歯車の間の軸 (逆回転)

軸受け 3 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は, ねじりと軸力が作用しないので, 次の式で算出する. また, キー溝があるので, τ_{al} の値を 0.75 倍にした. ここで $P = 2951, T = 494074, M = 589921$ を代入した. この計算では d (直径) の値がわかっていないので, 繰り返し計算で算出する. 初期値 20[mm] とする.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.182)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 530408 + \frac{20}{8} \times 2951)^2 + (1.0 \times 494074)^2}} \\ = 36.11 \quad (2.183)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 530408 + \frac{36.11}{8} \times 2951)^2 + (1.0 \times 494074)^2}} \\ = 36.17[mm](収束確認) \quad (2.184)$$

第 4 歯車側の軸 (正回転)

軸受け 4 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は, ねじりと軸力が作用しないので, 次の式で算出する. また, キー溝があるので, τ_{al} の値を 0.75 倍にした. ここで $P = -1978.13, M = 422296$ を代入した. この計算では d (直径) の値がわかっていないので, 繰り返し計算で算出する. 初期値 20[mm] と

する.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.185)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 422296 + \frac{20}{8} \times -1978.13)^2}} \quad (2.186)$$

$$= 28.66 \quad (2.187)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 422296 + \frac{28.66}{8} \times -1978.13)^2}} \quad (2.188)$$

$$= 28.63[mm](収束確認) \quad (2.189)$$

第 4 歯車側の軸 (逆回転)

軸受け 4 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は、ねじりと軸力が作用しないので、次の式で算出する。また、キー溝があるので、 τ_{al} の値を 0.75 倍にした。ここで $P = 1978.13$, $M = 398730$ を代入した。この計算では d (直径) の値がわかっていないので、繰り返し計算で算出する。初期値 20[mm] とする。

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2}} \quad (2.190)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 398730 + \frac{20}{8} \times 1978.13)^2}} \quad (2.191)$$

$$= 28.27 \quad (2.192)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 398730 + \frac{28.27}{8} \times 1978.13)^2}} \quad (2.193)$$

$$= 28.31[mm](収束確認) \quad (2.194)$$

第 5 歯車側の軸 (正回転)

軸受け 3 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は、ねじりと軸力が作用しないので、次の式で算出する。また、キー溝があるので、 τ_{al} の値を 0.75 倍にした。ここで $P = 2951$, $T = 1502808$, $M = 579881$ を代入した。この計算では d (直径) の値がわかっていないので、繰り返し計算で算出する。初期値

20[mm] とする.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8}P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.195)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 579881 + \frac{20}{8} \times 2951)^2 + (1.0 \times 1502808)^2}} \quad (2.196)$$

$$= 44.30 \quad (2.197)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 579881 + \frac{44.30}{8} \times 2951)^2 + (1.0 \times 1502808)^2}} \quad (2.198)$$

$$= 44.34[mm](収束確認) \quad (2.199)$$

$$(2.200)$$

第 5 歯車側の軸 (逆回転)

軸受け 3 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は, ねじりと軸力が作用しないので, 次の式で算出する. また, キー溝があるので, τ_{al} の値を 0.75 倍にした. ここで $P = -2951, T = 1502808, M = 444196$ を代入した. この計算では d (直径) の値がわかっていないので, 繰返し計算で算出する. 初期値 20[mm] とする.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8}P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.201)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 444196 + \frac{20}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 1502808)^2}} \quad (2.202)$$

$$= 43.41 \quad (2.203)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 444196 + \frac{43.41}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 1502808)^2}} \quad (2.204)$$

$$= 43.41[mm](収束確認) \quad (2.205)$$

軸受け 6 側の軸 (正回転)

軸受け 6 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は, ねじりと軸力が作用しないので, 次の式で算出する. ここで $P = 0, T = 0$ を代入した.

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.206)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{1.5 \times 487592^2}} \quad (2.207)$$

$$= 30.15[mm] \quad (2.208)$$

軸受け 6 側の軸 (逆回転)

軸受け 6 側にかかる許容せん断応力 τ_{al} は、ねじりと軸力が作用しないので、次の式で算出する。
ここで $P = 0, T = 0$ を代入した。

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.209)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{1.5 \times 705402^2}} \quad (2.210)$$

$$= 34.10[mm] \quad (2.211)$$

2.6.3 座屈条件に基づく軸径

原理

炭素鋼には、軟鋼と硬鋼があり、それぞれさらに特別極軟鋼、極軟鋼、軟鋼、半軟鋼、半硬鋼、硬鋼、最硬鋼と分類される。今回軸として採用した軸の材料は s53c(炭素量が 0.53%) であるので、最硬鋼に分類される。硬鋼の場合は、細長比が $85\sqrt{n}$ よりも小さければ、座屈で計算する。 n は端末係数である。

ここで、細長比 λ は次のように算出する。

$$\lambda = \frac{L}{r} \quad (2.212)$$

ここに、 L : 部材の長さ、 r : 断面回転半径 (2.213)

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.214)$$

ここに、 A : 断面積、 I : 断面 2 次モーメントとする。以上より、 (2.215)

$$\lambda = \frac{L\sqrt{A}}{\sqrt{I}} \quad (2.216)$$

座屈で計算する場合は、以下のオイラーの座屈公式を用いる。

$$P_k = C \frac{\pi^2}{l^2} EI \quad (2.217)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (2.218)$$

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64 l^2 [mm^2]}{\pi^3 C E [N/mm^2]}} \quad (2.219)$$

第 2 軸受け側の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64 l^2 [mm^2]}{\pi^3 C E [N/mm^2]}} \quad (2.220)$$

$$= \sqrt[4]{972.87 \times \frac{64 \times 89.5^2}{\pi^3 \times 206 [N/mm^2]}} \quad (2.221)$$

$$= 16.72[mm] \quad (2.222)$$

第3軸受けと第4軸受けの間の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \quad (2.223)$$

$$= \sqrt[4]{2951 \times \frac{64 \times 76^2}{\pi^3 \times 206[N/mm^2]}} \quad (2.224)$$

$$= 20.33[mm] \quad (2.225)$$

第4軸受け側の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \quad (2.226)$$

$$= \sqrt[4]{1978.13 \times \frac{64 \times 89.5^2}{\pi^3 \times 206[N/mm^2]}} \quad (2.227)$$

$$= 19.96[mm] \quad (2.228)$$

第5軸受け側の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \quad (2.229)$$

$$= \sqrt[4]{2951 \times \frac{64 \times 88.5^2}{\pi^3 \times 206[N/mm^2]}} \quad (2.230)$$

$$= 21.94[mm] \quad (2.231)$$

2.6.4 ねじり剛性に基づく軸径

計算原理

上で述べたとおり, 一般的な比ねじれ角の目安である $\bar{\theta} = 0.25\pi/180[radian/m]$ を採用して, 次の計算をする.

$$\bar{\theta} = \frac{T}{GJ} \quad (2.232)$$

ここで, J : 断面2次極モーメント, G : 縦弾性係数 (2.233)

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2.234)$$

$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi \bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \quad (2.235)$$

以下の計算では, $G = 79500[N/mm^2]$ を用いて計算をする.

軸受け 2 側の軸

$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi^2/180\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \quad (2.236)$$

$$= \sqrt[4]{\frac{32 \times 124877}{\pi^2/180 \times 0.25/1000 \times 79500}} \quad (2.237)$$

$$= 43.76[mm] \quad (2.238)$$

第 2 歯車と第 3 歯車の間の軸

$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi^2/180\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \quad (2.239)$$

$$= \sqrt[4]{\frac{32 \times 494073.883}{\pi^2/180 \times 0.25/1000 \times 79500}} \quad (2.240)$$

$$= 61.72[mm] \quad (2.241)$$

軸受け 5 側の軸

$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi^2/180\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \quad (2.242)$$

$$= \sqrt[4]{\frac{32 \times 1502807.966}{\pi^2/180 \times 0.25/1000 \times 79500}} \quad (2.243)$$

$$= 81.5[mm] \quad (2.244)$$

2.7 最小軸径のまとめ

表 2.1: 最小軸径のまとめ

軸の名称	軸の最小径 [mm]	軸の径 [mm]
d11	21.28	22
d12	43.76	44
d21	32.13	33
d22	61.72	62
d23	28.63	29
d31	81.5	82
d32	34.1	35

2.8 キーの設計

2.8.1 キーの許容圧縮応力と許容せん断応力

キーに使う材料は,s45c(機械構造用炭素鋼鋼材)とし,端部は角型とする.安全率は4とする.キーの許容圧縮応力と許容せん断応力の計算を以下に示す.

$$(s45c \text{ の引っ張り強さ}) = 690[N/mm^2] \quad (2.245)$$

$$\text{キーの許容圧縮応力: } \sigma_{al} = \frac{690}{4} = 172.5[N/mm^2] \quad (2.246)$$

$$\text{許容せん断応力: } \tau_{al} = \frac{\sigma_{al}}{2} = 86.25[N/mm^2] \quad (2.247)$$

次の関係式を満たすようにキーを設計する。

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.248)$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.249)$$

2.8.2 第2歯車のキー

d=62,b=18,h=11,l=50 と仮定すると、

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.250)$$

$$(\text{右辺}) = \frac{2 \times 494074[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 11/2[mm]} \quad (2.251)$$

$$\approx 57.956[N \cdot m] \quad (2.252)$$

$$\leq 172.5 \quad (2.253)$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.254)$$

$$(\text{右辺}) = \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 18[mm]} \quad (2.255)$$

$$= 17.70 \quad (2.256)$$

$$\leq 86.25[N \cdot m] \quad (2.257)$$

よって、仮定値を採用する

2.8.3 第3歯車のキー

d=62,b=18,h=11,l=50 と仮定すると、

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.258)$$

$$\text{(右辺)} = \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 11/2[mm]} \quad (2.259)$$

$$\approx 57.956[N \cdot m] \quad (2.260)$$

$$\leq 172.5 \quad (2.261)$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.262)$$

$$\text{(右辺)} = \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 18[mm]} \quad (2.263)$$

$$= 17.70 \quad (2.264)$$

$$\leq 86.25[N \cdot m] \quad (2.265)$$

よって、仮定値を採用する

2.8.4 第4歯車のキー

d=82,b=22,h=14,l=70 と仮定すると、

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.266)$$

$$\text{(右辺)} = \frac{2 \times 1502808.35[N \cdot mm]}{82[mm] \times 70[mm] \times 14/2[mm]} \quad (2.267)$$

$$\approx 74.804[N \cdot m] \quad (2.268)$$

$$\leq 172.5 \quad (2.269)$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.270)$$

$$\text{(右辺)} = \frac{2 \times 1502808.35[N \cdot mm]}{82[mm] \times 70[mm] \times 22[mm]} \quad (2.271)$$

$$= 23.801 \quad (2.272)$$

$$\leq 86.25[N \cdot m] \quad (2.273)$$

よって、仮定値を採用する v

第3章 軸受け

3.1 軸受けにかかる力のまとめ

表 3.1: 表題

軸受け番号	最小軸径 [mm]	ラジアル荷重 F_r [N]	スラスト荷重 F_a [N]	回転数 [rpm]
1	22	1042	0	1300
2	44	1838.68	972.87	1300
3	33	6665.79	0	328.5714
4	29	4718.4	1978.13	328.5714
5	82	6552.33	2951	108.0235
6	35	4262.25	0	108.0235

3.2 軸受け計算

3.2.1 軸受け 1 の選定

軸受け 1 データ

表 3.2: 軸受け 1 データ

名称	記号	値
ラジアル荷重	F_r	1042[N]
スラスト荷重	F_a	0
回転数	n	1300[rpm]
定格寿命	L_h	20000 以上 [hour]
最小軸径	α	22 [mm]
軸受け種類	p(玉軸受け)	3[.]

表 3.3: NSK60/28

名称	記号	値
内径	d	28 [mm]
外径	D	52 [mm]
基本動定格荷重	C_r	12500
基本静定格荷重	C_{0r}	7400
軸受各部の形状および適用する 応力水準によって定まる係数	f_0	14.5

軸受け 1 検討

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.420 \quad (3.1)$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n} \right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 1300} \right)^{1/3} = 0.29488 \quad (3.2)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{1042} = 0 \quad (3.3)$$

$$f_0 \frac{F_a}{C_{0r}} = 14.5 \times \frac{0}{7400} = 0 \quad (3.4)$$

アキシアル荷重が働いていないので、自動的に $X=1, Y=0$ とする。

$$P = XF_r + YF_a = 1042 \quad (3.5)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 12085[N] \quad (3.6)$$

軸受け 1 再検討

$$\text{寿命時間 } L_h = 500 f_n^p (C_r/P)^p \quad (3.7)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 1300} \times (12500/1042)^3 \quad (3.8)$$

$$= 22133 \geq 20000 \quad (3.9)$$

$$(3.10)$$

静荷重の確認

$$0.6F_r + 0.5F_a = 0.6 \times 1042 + 0.5 \times 0 = 625.2 \leq F_r \quad (3.11)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 1042 \quad (3.12)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{7400}{1042} = 7.102 \geq 1 \quad (3.13)$$

3.2.2 軸受け 2 の選定

軸受け 2 データ

表 3.4: 軸受け 2 データ

名称	記号	値
ラジアル荷重	F_r	1838.68[N]
スラスト荷重	F_a	972.87[N]
回転数	n	328.5714[rpm]
定格寿命	L_h	20000 以上 [hour]
最小軸径	α	44 [mm]
軸受け種類	p(玉軸受け)	3[.]

表 3.5: NSK6012

名称	記号	値
内径	d	60 [mm]
外径	D	95 [mm]
基本動定格荷重	C_r	29500
基本静定格荷重	C_{0r}	23200
軸受各部の形状および適用する 応力水準によって定まる係数	f_0	15.6

軸受け 2 検討

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.420 \quad (3.14)$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n} \right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 1300} \right)^{1/3} = 0.29488 \quad (3.15)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{972.87}{1838.68} = 0.529 (\geq 0.44) \quad (3.16)$$

$$f_0 \frac{F_a}{C_{0r}} = 15.6 \times \frac{972.87}{23200} = 0.654 \quad (3.17)$$

X=0.56, Y=1.00 とする.

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 1838.68 + 1.00 \times 972.87 = 2002.53 \quad (3.18)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 11.60 \times 2002.53 = 23225.22[N] \quad (3.19)$$

軸受け 2 再検討

$$\text{寿命時間 } L_h = 500 f_n^p (C_r/P)^p \quad (3.20)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 1300} \times (29500/2002.53)^3 \quad (3.21)$$

$$= 40986 \geq 20000 \quad (3.22)$$

静荷重の確認

$$P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a \quad (3.23)$$

$$= 0.6 \times 1838.68 + 0.5 \times 972.87 = 1589.64 \leq F_r \quad (3.24)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 1838.68 \quad (3.25)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{29500}{1838.68} \geq 1 \quad (3.26)$$

3.2.3 軸受け 3 の選定

軸受け 3 データ

表 3.6: 軸受け 3 データ

名称	記号	値
ラジアル荷重	F_r	6665.79[N]
スラスト荷重	F_a	0
回転数	n	328.5714[rpm]
定格寿命	L_h	20000 以上 [hour]
最小軸径	α	33 [mm]
軸受け種類	p(玉軸受け)	3[.]

表 3.7: NSK6309

名称	記号	値
内径	d	45 [mm]
外径	D	100 [mm]
基本動定格荷重	C_r	53000
基本静定格荷重	C_{0r}	32000
軸受各部の形状および適用する 応力水準によって定まる係数	f_0	13.1

軸受け 3 検討

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.420 \quad (3.27)$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n} \right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 328.5714} \right)^{1/3} = 0.4664 \quad (3.28)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{6665.79} = 0 (\leq e) \quad (3.29)$$

$$f_0 \frac{F_a}{C_{0r}} = 13.1 \times \frac{0}{32000} = 0 \quad (3.30)$$

X=1.00, Y=0 とする.

$$P = XF_r + YF_a = 6665.79 \quad (3.31)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 51115.654[N] \quad (3.32)$$

軸受け 3 再検討

アキシアル荷重が働いていないので、自動的に $X=1, Y=0$ とする。

$$\text{寿命時間 } L_h = 500 f_n^p (C_r/P)^p \quad (3.33)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 328.5714} \times (53000/6665.79)^3 \quad (3.34)$$

$$= 25497 \geq 20000 \quad (3.35)$$

$$(3.36)$$

静荷重の確認

$$0.6F_r + 0.5F_a = 0.6 \times 6665.79 + 0.5 \times 0 = 3999.474 \leq F_r \quad (3.37)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 6665.79 \quad (3.38)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{53000}{6665.79} \geq 1 \quad (3.39)$$

3.2.4 軸受け 4 の選定

軸受け 4 データ

表 3.8: 軸受け 4 データ

名称	記号	値
ラジアル荷重	F_r	4718.4[N]
スラスト荷重	F_a	1978.13[N]
回転数	n	328.5714[rpm]
定格寿命	L_h	20000 以上 [hour]
最小軸径	α	29 [mm]
軸受け種類	p(玉軸受け)	3[.]

表 3.9: NSK6309

名称	記号	値
内径	d	45 [mm]
外径	D	100 [mm]
基本動定格荷重	C_r	53000
基本静定格荷重	C_{0r}	32000
軸受各部の形状および適用する 応力水準によって定まる係数	f_0	13.1

軸受け 4 検討

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.420 \quad (3.40)$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n} \right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 328.5714} \right)^{1/3} = 0.4664 \quad (3.41)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1978.13}{4718.4} = 0.419 (\leq 0.44) \quad (3.42)$$

$$f_0 \frac{F_a}{C_{0r}} = 13.1 \times \frac{1978.13}{32000} = 0.810 \quad (3.43)$$

$$e = \frac{0.810 - 0.689}{1.03 - 0.689} * 0.02 + 0.26 = 0.267 \quad (3.44)$$

X=0.56, Y= 1.653 とする.

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 4718.4 + 1.653 \times 1978.13 = 5912 \quad (3.45)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 7.33276 \times 5912 = 43351[N] \quad (3.46)$$

軸受け 4 再検討

$$\text{寿命時間 } L_h = 500 f_n^p (C_r/P)^p \quad (3.47)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 328.5714} \times (53000/5912)^3 \quad (3.48)$$

$$= 36546 \geq 20000 \quad (3.49)$$

静荷重の確認

$$P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a \quad (3.50)$$

$$= 0.6 \times 4718.4 + 0.5 \times 1978.13 = 3820 \leq F_r \quad (3.51)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 4718.4 \quad (3.52)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{32000}{4718.4} = 6.782 \geq 1 \quad (3.53)$$

3.2.5 軸受け 5 の選定

軸受け 5 データ

表 3.10: 軸受け 5 データ

名称	記号	値
ラジアル荷重	F_r	6552.33[N]
スラスト荷重	F_a	2951[N]
回転数	n	108.0235[rpm]
定格寿命	L_h	20000 以上 [hour]
最小軸径	α	82 [mm]
軸受け種類	p(玉軸受け)	3[.]

表 3.11: NSK6020

名称	記号	値
内径	d	100 [mm]
外径	D	150 [mm]
基本動定格荷重	C_r	60000
基本静定格荷重	C_{0r}	54000
軸受各部の形状および適用する 応力水準によって定まる係数	f_0	15.9

軸受け 5 検討

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.420 \quad (3.54)$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n} \right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 108.0235} \right)^{1/3} = 0.67575 \quad (3.55)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2951}{6552.33} = 0.450 (\geq 0.44) \quad (3.56)$$

$$f_0 \frac{F_a}{C_{0r}} = 15.9 \times \frac{2951}{54000} = 0.869 \quad (3.57)$$

$$(3.58)$$

X=0.56, Y= 1.00 とする.

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 6552.33 + 1.00 \times 2951 = 6620.3 \quad (3.59)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 5.0610 \times 6620.3 = 33505.3[N] \quad (3.60)$$

軸受け 5 再検討

$$\text{寿命時間 } L_h = 500 f_n^p (C_r/P)^p \quad (3.61)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 108.0235} \times (60000/6620.3)^3 \quad (3.62)$$

$$= 114855 \geq 20000 \quad (3.63)$$

$$P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a \quad (3.64)$$

$$= 0.6 \times 6552.33 + 0.5 \times 2951 = 5406.9 \leq F_r \quad (3.65)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 6552.40 \quad (3.66)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{54000}{6552.40} = 8.24 \geq 1 \quad (3.67)$$

3.2.6 軸受け 6 の選定

軸受け 6 データ

表 3.12: 軸受け 6 データ

名称	記号	値
ラジアル荷重	F_r	4262.25[N]
スラスト荷重	F_a	0
回転数	n	108.0235[rpm]
定格寿命	L_h	20000 以上 [hour]
最小軸径	α	35 [mm]
軸受け種類	p(玉軸受け)	3[.]

表 3.13: NSK6208

名称	記号	値
内径	d	40 [mm]
外径	D	80 [mm]
基本動定格荷重	C_r	29100
基本静定格荷重	C_{0r}	17900
軸受各部の形状および適用する 応力水準によって定まる係数	f_0	14.0

軸受け 6 検討

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.420 \quad (3.68)$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n} \right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 108.0235} \right)^{1/3} = 0.67575 \quad (3.69)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{4262.25} = 0 (\leq e) \quad (3.70)$$

$$f_0 \frac{F_a}{C_{0r}} = 14.0 \times \frac{0}{24000} = 0 \quad (3.71)$$

X=1.00, Y=0 とする.

$$P = XF_r + YF_a = 4262.25 \quad (3.72)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 21571.4[N] \quad (3.73)$$

軸受け 6 再検討

$$\text{寿命時間 } L_h = 500 f_n^p (C_r/P)^p \quad (3.74)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 108.0235} \times (29100/4262.25)^3 \quad (3.75)$$

$$= 49101 \geq 20000 \quad (3.76)$$

$$(3.77)$$

静荷重の確認

$$0.6F_r + 0.5F_a = 0.6 \times 4479.24 + 0.5 \times 0 = 2687.544 \leq F_r \quad (3.78)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 4479.24 \quad (3.79)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{17900}{4262.25} = 4.20 \geq 1 \quad (3.80)$$

3.3 オイルシールの選定

3.3.1 軸受け 2 側オイルシール

表 3.14: 商品コード:AD3193F0

メーカー	NOK
型式	TB
内径	60
外形	75
厚さ	9
材質	ニトリルゴム

3.3.2 軸受け 5 側オイルシール

表 3.15: 商品コード: AD4063A0

メーカー	NOK
型式	TB
内径 (mm)	100
外径 (mm)	125
厚さ (mm)	13
材質	ニトリルゴム

第4章 その他

4.1 歯車箱の厚さ

歯車の厚さは、次の式で決定した。ここで CL =最終段中心距離=259.753[mm] となる。

$$\text{下部ケース} : 0.025CL + 3[mm] = 9.494 \approx 10[mm] \quad (4.1)$$

$$\text{上部ケース} : 0.02CL + 3[mm] = 8.195 \approx 9[mm] \quad (4.2)$$

4.2 歯車とケース内壁との最小間隔

次の式で算出する。 v は歯車収束である。

$$\text{第1段} : C = 2.5v + 10[mm] = 2.5 \times 6.7077 + 10 = 26.769[mm] \approx 27[mm] \quad (4.3)$$

$$\text{第2段} : C = 2.5v + 10[mm] = 2.5 \times 2.2113 + 10 = 15.528[mm] \approx 16[mm] \quad (4.4)$$

4.3 歯車箱の放熱面積の決定

4.3.1 参考

1. 馬力 [HP], 1[HP]=735.5[W]
2. 1[kcal/h]=1.163[W]
3. 1[inch]= 0.0254[m]
4. 1[mm]=0.03937[inch]

4.3.2 BS(British Standards) 規格

1. Δt : 許容温度と周囲温度の温度差

$$\Delta t = \text{許容温度} - \text{周囲温度} \quad (4.5)$$

$$= 82 - \text{周囲温度} \quad (4.6)$$

2. Q : 歯車箱内での発熱量 [kcal/h]

$$Q = 632(1 - \eta)N \quad (4.7)$$

3. η : 歯車装置の効率

4. N:歯車装置に与えられる馬力 [HP]
5. A:歯車箱の放熱面積 (底面を除く)[m^2]
6. K:熱通過係数 ($kcal/(m^2hK)$)

BS 規格では、放熱面積と歯車箱に加えられる馬力の間に次の関係がある。また、ここでは $\eta = 0.98, \Delta t_{max} = 28, N = 17000/735.5$ とすると、次のようになる。

$$A = \frac{Q}{K \Delta t_{max}} \quad (4.8)$$

$$= \frac{632(1 - \eta)N}{K \Delta t_{max}} \quad (4.9)$$

$$= \frac{632 \times (1 - 0.98) \times 17000/735.5}{10 \times 28} \quad (4.10)$$

$$= 1.0434[m^2] \quad (4.11)$$

4.3.3 AGMA(American Gear Manufacturers Association) 規格



図 4.1: AGMA

AGMA の規格によれば、

$$A = 43.2C_L^{1.7} \quad (4.12)$$

である。ここで、 $C_L(inch^2)$ = 最終段中心距離 である。CL=最終段中心距離=259.753[mm] であるので、

$$A = 43.2 \times (259.753 \times 0.03937)^{1.7} = 2249.147[inch^2] \quad (4.13)$$

$$= 1.451[m^2] \quad (4.14)$$

4.4 油面の高さの決定

はねかけ式潤滑法では、油面の高さは中間軸の大歯車の最下位の歯丈の 2 ～ 3 倍程度にする。また、油面計をつける必要がある。

4.5 重量計算

4.6 歯車箱への装着物

1. 点検窓
2. 注油窓
3. 空気抜け (内圧上昇の防止, 防塵防水に対する配慮)
4. 油面計
<http://www.monotaro.com/g/00007421/>
5. 排油口
6. 吊り金具
7. ノックピン (組み立て用)

4.7 仕上げ記号、はめあい記号の決定

4.8 参考文献

1. <http://www.juntsu.co.jp/qa/qa2119.html>
2. <http://www.superior-inc.com/> 有限会社スピリアの構造変更情報館へようこそ !/構造変更一般/基本事項/強度検討書等を作成するための考察/圧縮 (座屈) に付いて/
3. http://www.toishi.info/metal/hard_metal.html
4. <http://kikakurui.com/b0/B0903-2001-01.html>

第5章 設計 Tips

- 軸の段差の R 及び C について
なぜこんなにも段差に R と C が多用されているのだろうか

応力の集中を阻止するため？

- 斜線を引いている部品があるけど、具体的にはどんな部品に引いているの？
斜線は断面図を表す製図の規則なので、適当につけているわけじゃないんだ。
- カバーにつける六角については、半ボルトを用いる