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 5 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 $Z_1Z_2Z_3Z_4$

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.

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

ここで,L=17(kw),n_1=1300(rpm),r_1=44.988 より,

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

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

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

上の条件により,

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

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

$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F}$...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$[N/mm^2]$
- 曲げ強さ $\sigma_{Flim} = 215.7[N/mm^2]$
- 歯面強さ $\sigma_{Hlim} = 544.1[N/mm^2]$

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$[N/mm^2]$
- 曲げ強さ $\sigma_{Flim} = 205.9[N/mm^2]$
- 歯面強さ $\sigma_{Hlim} = 529.6[N/mm^2]$

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 [kgfmm]

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.

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

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.

$$\Delta a = 16\omega_c \tag{1.1}$$

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(mm) は次式で計算する.

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

$$inv(\alpha_t) = \tan\alpha_t - \alpha_t \tag{1.3}$$

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

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

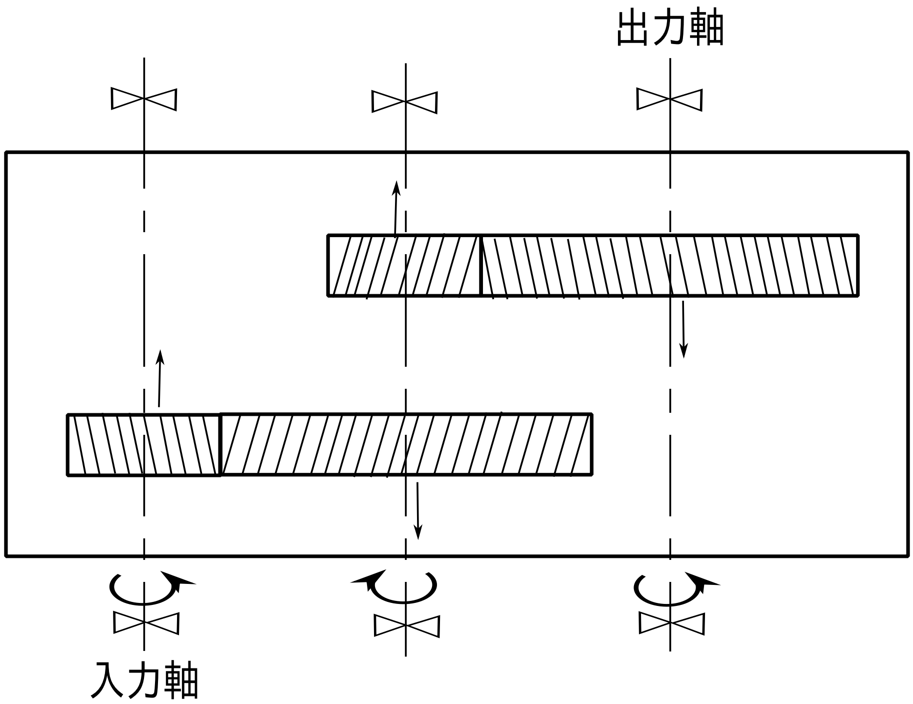

図 1.1: 簡易平面図

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.

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

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

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.

$$T[N \cdot m] = F[N]r[m] \tag{2.3}$$

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

以上より, 接線力は以下のように算出できる.

$$\begin{aligned}
P[W] &= \frac{\pi F[N]d[m]n[rpm]}{60} = F[N]v[N \cdot m] \text{ より}, \\
F_{12} &= \frac{60P}{\pi d[m]n[rpm]} = \frac{60 \times 17000}{\pi \times 0.098545 \times 1300} = 2534.4008[N] \qquad (2.5) \\
F_{34} &= \frac{60P}{\pi d[m]n[rpm]} = \frac{60 \times 17000}{\pi \times 0.128537 \times 328.5714} = 7687.6284[N] \qquad (2.6)
\end{aligned}$$

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

$$P_r = F\tan(\alpha) \tag{2.7}$$

$$P_t = F\tan(\beta) \tag{2.8}$$

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ると, 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.

$$\begin{aligned} \text{軸長} &= C_1 + C_2 + C_3 + b_{12} + b_{34} + 40 \times 2 && (2.20) \\ &= 27 + 21 + 16 + 45 + 65 + 40 \times 2 && (2.21) \\ &= 254 && (2.22) \end{aligned}$$

よって, スパン長が決定する.

$$\begin{aligned} a_1 &= 40 + 16 + \frac{65}{2} = 88.5 && (2.23) \\ a_2 &= \frac{65}{2} + 21 + \frac{45}{2} = 76 && (2.24) \\ a_3 &= \frac{45}{2} + 27 + 40 = 89.5 && (2.25) \end{aligned}$$

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.

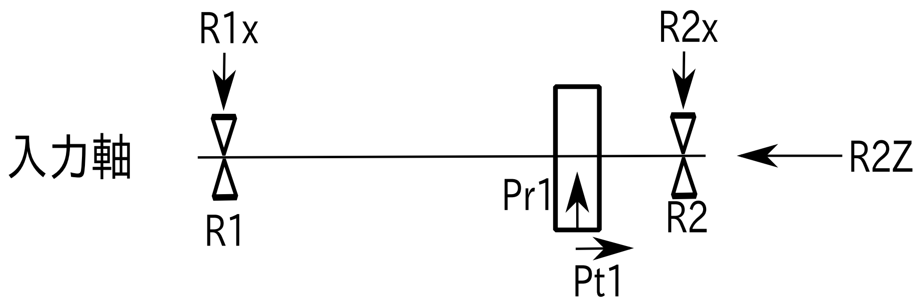

図 2.1: 入力軸モデル (xz 成分)

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$\begin{aligned} x\text{ 成分} &: P_{r1} - R_{1x} - R_{2x} = 0 && (2.26) \\ y\text{ 成分} &: Fw_{12} - R_{1y} - R_{2y} = 0 && (2.27) \\ z\text{ 成分} &: -P_{t1} + R_{2z} = 0 && (2.28) \\ y\text{ 軸}, R_1\text{回りのモーメント} &: (a_1 + a_2)P_{r1} + \frac{d_1}{2}P_{t1} - (a_1 + a_2 + a_3)R_{2x} = 0 && (2.29) \\ x\text{ 軸}, R_1\text{回りのモーメント} &: (a_1 + a_2)Fw_{12} - (a_1 + a_2 + a_3)R_{2y} = 0 && (2.30) \end{aligned}$$

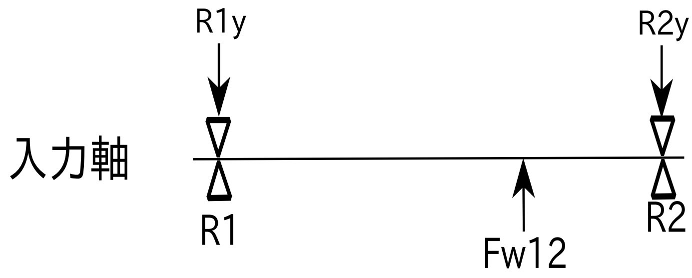

図 2.2: 入力軸モデル (y 成分)

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.

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

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = 1838.68 \tag{2.32}$$

$$\tag{2.33}$$

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.

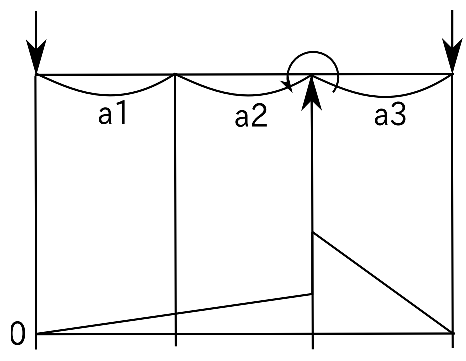

図 2.3: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

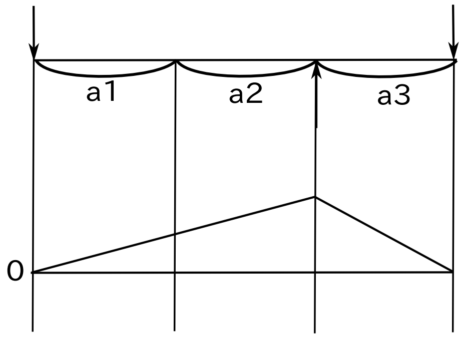

図 2.4: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

$$
\begin{aligned}
M_{1x} &= R_{1x} \times (a_1 + a_2) = 26227.88 && (2.34)\\
M_{2x} &= R_{2x} \times a_3 = 74163.28 && (2.35)\\
M_{1y} &= R_{1y} \times (a_1 + a_2) = 146903.435 && (2.36)\\
M_{2y} &= R_{2y} \times a_3 = 146902.69 && (2.37)
\end{aligned}
$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$
\begin{aligned}
M_{1max} &= \sqrt{M_{1x}^2 + M_{1y}^2} = 149226.41 && (2.38)\\
M_{2max} &= \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} = 164561.82 && (2.39)
\end{aligned}
$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$
\begin{aligned}
T_1 &= 0 && (2.40)\\
T_2 &= \frac{d_1}{2} \times Fw_{12} && (2.41)\\
&= \frac{98.545}{2} \times 2534.4008 = 124877.531 && (2.42)
\end{aligned}
$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$
\begin{aligned}
T_{z1} &= 0 && (2.43)\\
T_{z2} &= R_{2z} = P_{t1} = 972.870 && (2.44)
\end{aligned}
$$

逆回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$
\begin{aligned}
x\text{ 成分} &: P_{r1} - R_{1x} - R_{2x} = 0 && (2.45)\\
y\text{ 成分} &: Fw_{12} - R_{1y} - R_{2y} = 0 && (2.46)\\
z\text{ 成分} &: P_{t1} - R_{2z} = 0 && (2.47)\\
y\text{ 軸}, R_1\text{回りのモーメント} &: (a_1+a_2)P_{r1} - \frac{d_1}{2}P_{t1} - (a_1+a_2+a_3)R_{2x} && (2.48)\\
x\text{ 軸}, R_1\text{回りのモーメント} &: (a_1+a_2)Fw_{12} - (a_1+a_2+a_3)R_{2y} && (2.49)
\end{aligned}
$$

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.

$$
\begin{aligned}
R_1 &= \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = 1041.99 && (2.50)\\
R_2 &= \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = 1702.25 && (2.51)\\
& && (2.52)
\end{aligned}
$$

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.

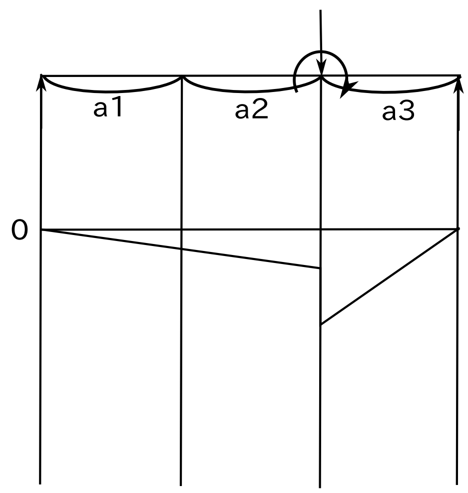

図 2.5: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

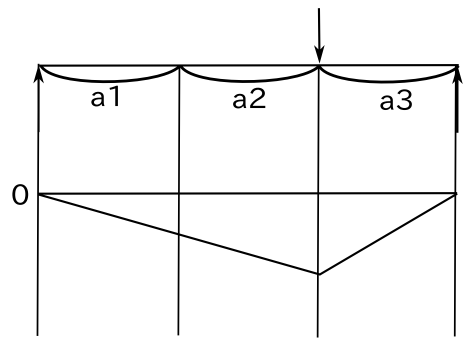

図 2.6: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

$$
\begin{aligned}
M_{1x} &= R_{1x} \times (a_1 + a_2) = 88318 & (2.53)\\
M_{2x} &= R_{2x} \times a_3 = 40381 & (2.54)\\
M_{1y} &= R_{1y} \times (a_1 + a_2) = 146903 & (2.55)\\
M_{2y} &= R_{2y} \times a_3 = 146903 & (2.56)
\end{aligned}
$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$
\begin{aligned}
M_{1max} &= \sqrt{M_{1x}^2 + M_{1y}^2} = 171407 & (2.57)\\
M_{2max} &= \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} = 152351 & (2.58)
\end{aligned}
$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$
\begin{aligned}
T_1 &= 0 & (2.59)\\
T_2 &= \frac{d_1}{2} \times Fw_{12} & (2.60)\\
&= \frac{98.545}{2} \times 2534.4008 = 124877.531 & (2.61)
\end{aligned}
$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$
\begin{aligned}
T_{z1} &= 0 & (2.62)\\
T_{z2} &= R_{2z} = P_{t1} = 972.870 & (2.63)
\end{aligned}
$$

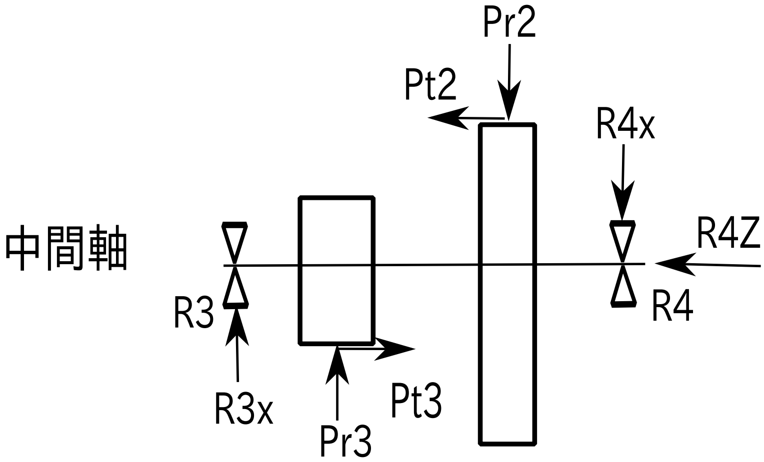

図 2.7: 中間軸モデル

2.5.2 中間軸

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$
\begin{aligned}
x\text{ 成分} &: \quad P_{r3} - P_{r2} + R_{3x} - R_{4x} = 0 && (2.64)\\
y\text{ 成分} &: \quad -Fw_{12} - Fw_{34} + R_{3y} + R_{4y} = 0 && (2.65)\\
z\text{ 成分} &: \quad -P_{t2} + P_{t3} + R_{4z} = 0 && (2.66)\\
y\text{ 軸}, R_3\text{回りのモーメント} &: \quad a_1P_{r3} - (a_1 + a_2)P_{r2} - (a_1 + a_2 + a_3)R_{4x} - \frac{d_3}{2}P_{t3} - \frac{d_2}{2}P_{t2} && (2.67)\\
x\text{ 軸}, R_3\text{回りのモーメント} &: \quad -a_1Fw_{34} - (a_1 + a_2)Fw_{12} + (a_1 + a_2 + a_3)F_{4y} && (2.68)
\end{aligned}
$$

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.

$$
\begin{aligned}
R_3 &= \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} = 5903 && (2.69)\\
R_4 &= \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} = 4718.4 && (2.70)\\
& && (2.71)
\end{aligned}
$$

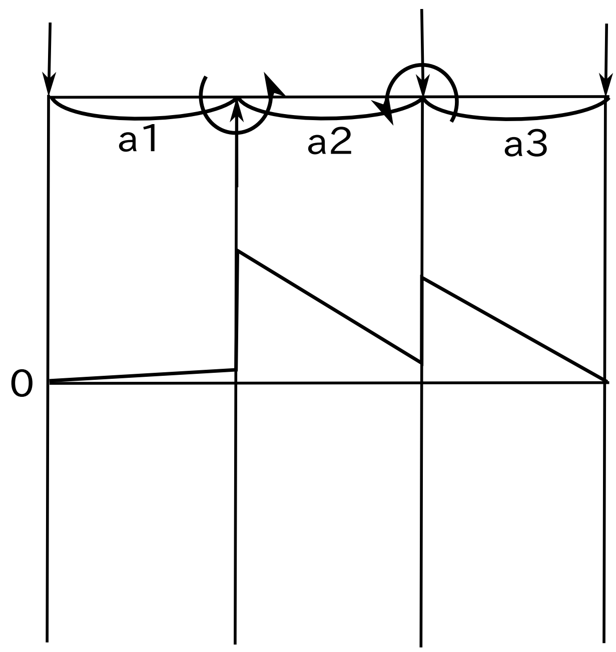

図 2.8: 中間軸 y 軸基準

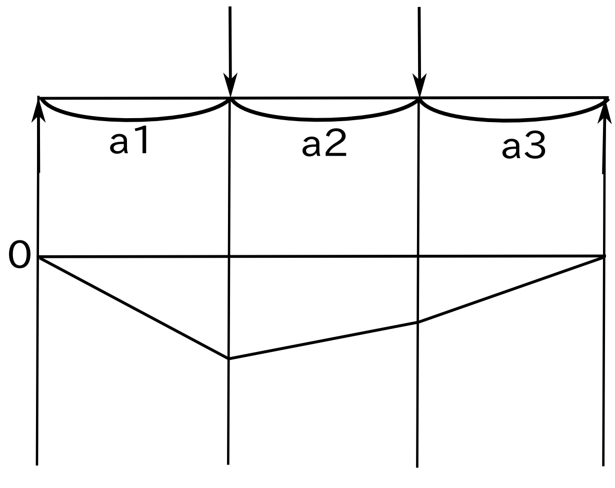

図 2.9: 中間軸 x 軸基準

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.

$$
\begin{aligned}
M_{3y} &= R_{3y} \times a_1 = 522334 && (2.72)\\
M_{4y} &= R_{4y} \times a_3 = 386634 && (2.73)\\
M_{31x} &= R_{3x} \times a_1 = 9853 && (2.74)\\
M_{32x} &= M_{31x} + P_t \frac{d_3}{2} = 199510 && (2.75)\\
M_{21x} &= M_{22x} + P_t \frac{d_2}{2} = 19812 && (2.76)\\
M_{22x} &= R_{4x} \times a_3 = 169846 && (2.77)\\
& && (2.78)
\end{aligned}
$$

以上より, 最大モーメントの組み合わせは,

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

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

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$
\begin{aligned}
T_3 &= 0 && (2.81)\\
T_4 &= \frac{d_3}{2} \times Fw_{34} && (2.82)\\
&= \frac{128.5374}{2} \times 7687.628 = 494073.883 && (2.83)
\end{aligned}
$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$
\begin{aligned}
T_{z3} &= -1978.130 && (2.84)\\
T_{z4} &= R_{4z} = 1978.130 && (2.85)
\end{aligned}
$$

逆回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$
\begin{aligned}
x\text{ 成分} &: P_{r3} - P_{r2} + R_{3x} - R_{4x} = 0 && (2.86)\\
y\text{ 成分} &: -Fw_{12} - Fw_{34} + R_{3y} + R_{4y} = 0 && (2.87)\\
z\text{ 成分} &: P_{t2} - P_{t3} + R_{4z} = 0 && (2.88)\\
y\text{ 軸}, R_3\text{回りのモーメント} &: a_1 P_{r3} - (a_1 + a_2) P_{r2} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{4x} + \frac{d_3}{2} P_{t3} + \frac{d_2}{2} P_{t2} && (2.89)\\
x\text{ 軸}, R_3\text{回りのモーメント} &: a_1 Fw_{34} + (a_1 + a_2) Fw_{12} - (a_1 + a_2 + a_3) F_{4y} && (2.90)
\end{aligned}
$$

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{3x} = -3098.07$

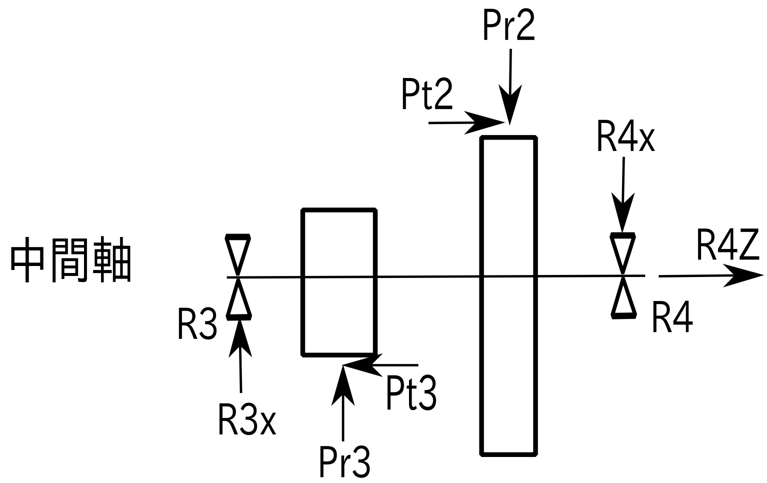

図 2.10: 中間軸モデル

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

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.

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

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

$$\tag{2.93}$$

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.

$$M_{3y} = R_{3y} \times a_1 = 522335 \tag{2.94}$$

$$M_{4y} = R_{4y} \times a_3 = 386634 \tag{2.95}$$

$$M_{31x} = R_{3x} \times a_1 = -274179 \tag{2.96}$$

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

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

$$M_{22x} = R_{4x} \times a_3 = 97466.276 \tag{2.99}$$

$$\tag{2.100}$$

以上より, 最大モーメントの組み合わせは,

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

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

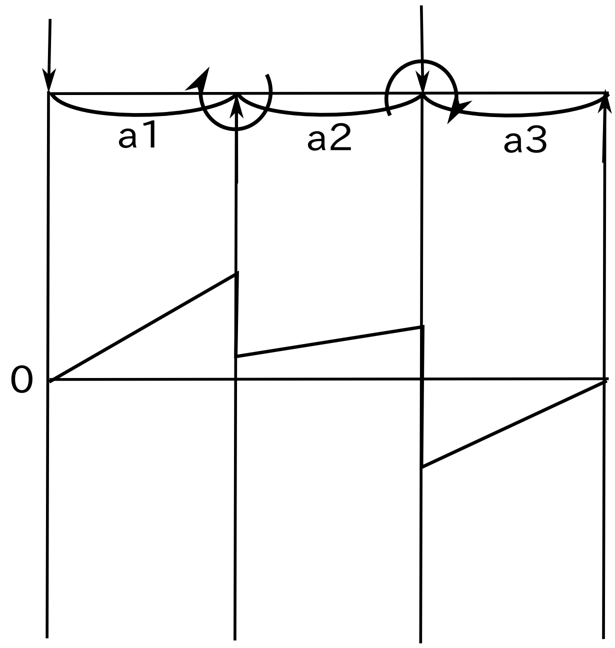

図 2.11: 中間軸 y 軸基準

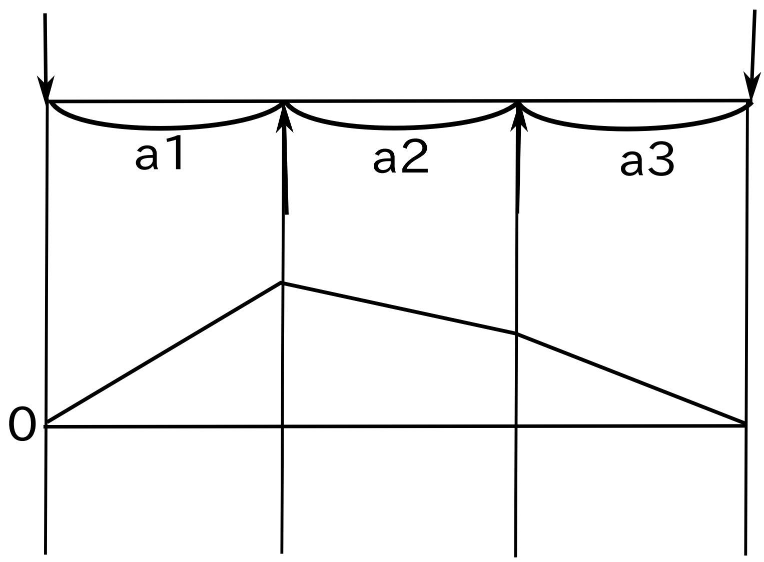

図 2.12: 中間軸 x 軸基準

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_3 = 0 \tag{2.103}$$

$$T_4 = \frac{d_3}{2} \times Fw_{34} \tag{2.104}$$

$$= \frac{128.5374}{2} \times 7687.628 = 494073.883 \tag{2.105}$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z3} = -1978.130 \tag{2.106}$$

$$T_{z4} = R_{4z} = 1978.130 \tag{2.107}$$

2.5.3 出力軸

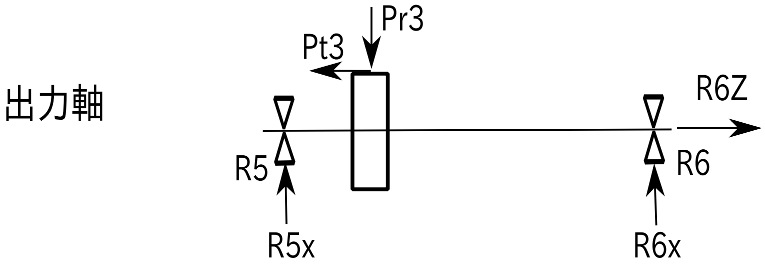

図 2.13: 出力軸モデル (xz 成分)

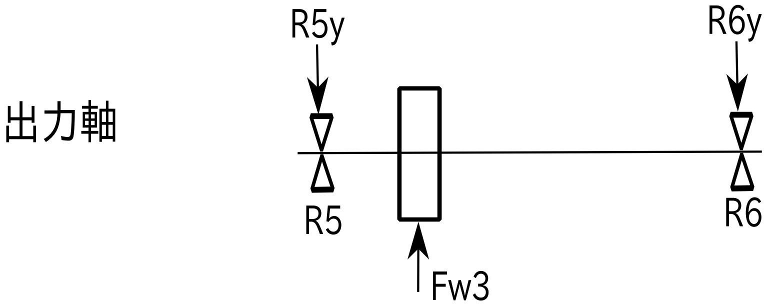

図 2.14: 出力軸モデル (y 成分)

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x\text{ 成分} \quad : \quad -P_{r3} + R_{5x} + R_{6x} = 0 \tag{2.108}$$
$$y\text{ 成分} \quad : \quad Fw_{34} - R_{5y} - R_{6y} = 0 \tag{2.109}$$
$$z\text{ 成分} \quad : \quad -P_{t3} + R_{6z} = 0 \tag{2.110}$$
$$y\text{ 軸}, R_5\text{回りのモーメント} \quad : \quad -a_1 P_{r3} + \frac{d_4}{2} P_{t3} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{6x} \tag{2.111}$$
$$x\text{ 軸}, R_5\text{回りのモーメント} \quad : \quad a_1 Fw_{34} - (a_1 + a_2 + a_3) R_{6y} \tag{2.112}$$

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.

$$R_5 = \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} = 6552.32 \tag{2.113}$$
$$R_6 = \sqrt{R_{6x}^2 + R_{6y}^2} = 3195.88 \tag{2.114}$$
$$\tag{2.115}$$

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.

$$M_{5x} = R_{5x} \times a_1 = -373824.548 \tag{2.116}$$
$$M_{6x} = R_{6x} \times a_3 = 203048.589 \tag{2.117}$$
$$M_{5y} = R_{5y} \times a_1 = 443302.249 \tag{2.118}$$
$$M_{6y} = R_{6y} \times a_3 = 443302.249 \tag{2.119}$$
$$\tag{2.120}$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{5x}^2 + M_{5y}^2} = 579881 \tag{2.121}$$
$$M_{2max} = \sqrt{M_{6x}^2 + M_{6y}^2} = 487592 \tag{2.122}$$
$$\tag{2.123}$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \tag{2.124}$$
$$T_2 = \frac{d_4}{2} \times Fw_{34} \tag{2.125}$$
$$= \frac{390.9679}{2} \times 7687.628 = 1502807.966 \tag{2.126}$$

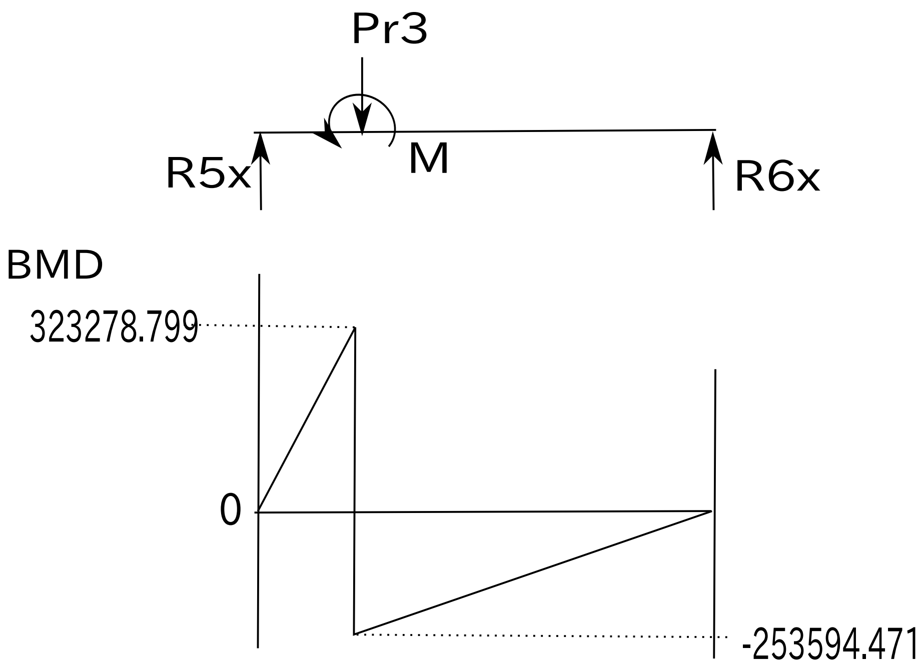

図 2.15: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

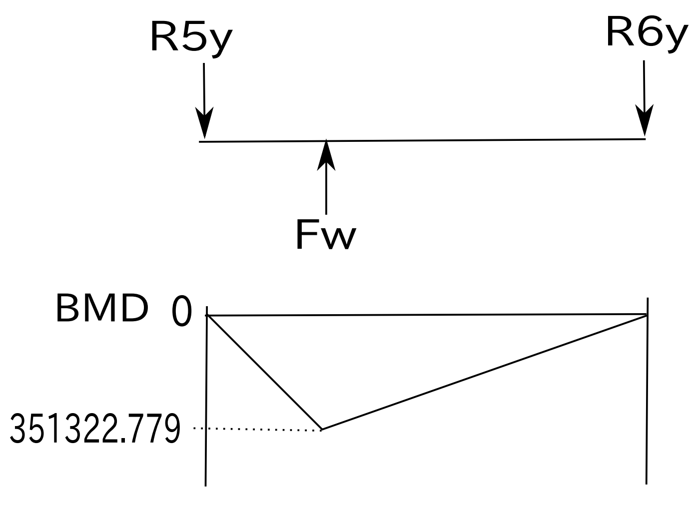

図 2.16: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \tag{2.127}$$
$$T_{z2} = R_{6z} = P_{t3} = 2951.000 \tag{2.128}$$

逆回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x\text{成分} : -P_{r3} + R_{5x} + R_{6x} = 0 \tag{2.129}$$
$$y\text{成分} : Fw_{34} - R_{5y} - R_{6y} = 0 \tag{2.130}$$
$$z\text{成分} : -P_{t3} + R_{5z} = 0 \tag{2.131}$$
$$y\text{軸}, R_5\text{回りのモーメント} : -a_1 P_{r3} + \frac{d_4}{2} P_{t3} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{6x} \tag{2.132}$$
$$x\text{軸}, R_5\text{回りのモーメント} : a_1 Fw_{34} - (a_1 + a_2 + a_3) R_{6y} \tag{2.133}$$

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.

$$R_5 = \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} = 3330.67 \tag{2.134}$$
$$R_6 = \sqrt{R_{6x}^2 + R_{6y}^2} = 5680.26 \tag{2.135}$$
$$\tag{2.136}$$

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.

$$M_{5x} = R_{5x} \times a_1 = -281670 \tag{2.137}$$
$$M_{6x} = R_{6x} \times a_3 = -548703 \tag{2.138}$$
$$M_{5y} = R_{5y} \times a_1 = -443302 \tag{2.139}$$
$$M_{6y} = R_{6y} \times a_3 = -443302 \tag{2.140}$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{5x}^2 + M_{5y}^2} = 444196 \tag{2.141}$$
$$M_{2max} = \sqrt{M_{6x}^2 + M_{6y}^2} = 705402 \tag{2.142}$$
$$\tag{2.143}$$

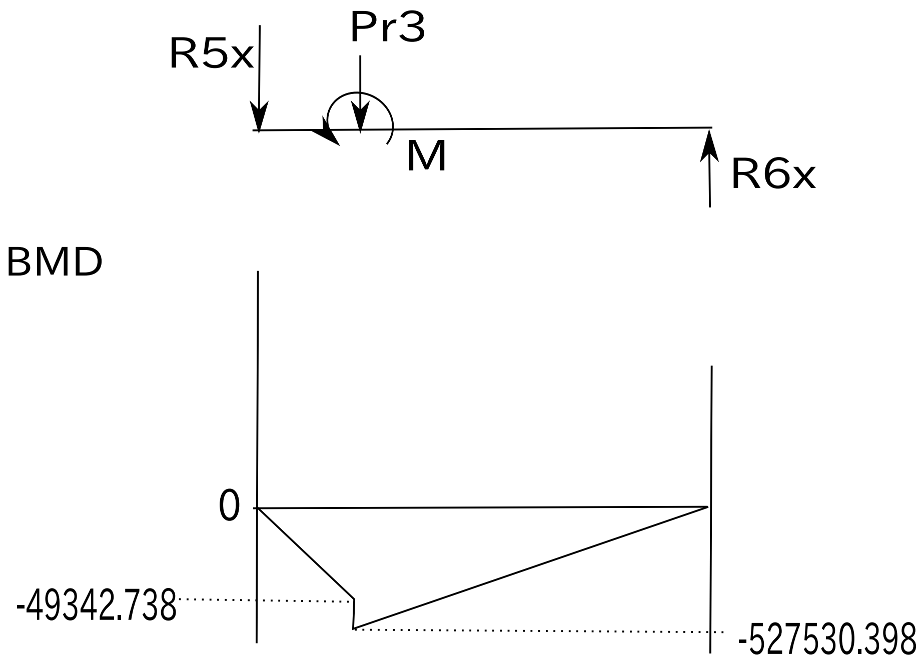

図 2.17: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

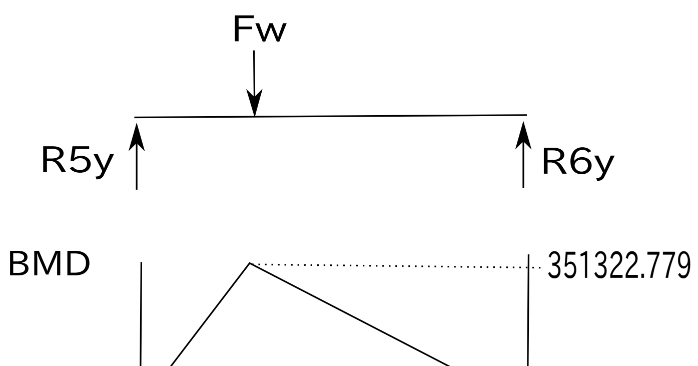

図 2.18: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \tag{2.144}$$

$$T_2 = \frac{d_4}{2} \times Fw_{34} \tag{2.145}$$

$$= \frac{390.9679}{2} \times 7687.628 = 1502807.966 \tag{2.146}$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \tag{2.147}$$

$$T_{z2} = R_{6z} = P_{t3} = 2951.000 \tag{2.148}$$

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. キー溝が有る場合は, 次の値に更に 0.75 倍したものを採用する.

$$\begin{aligned}
\text{最大せん断応力の場合}\tau_{al} &= 0.18 \times \sigma_{UTS} && (2.149)\\
&= 0.18 \times 755.1 = 135.92[MPa] && (2.150)\\
\text{最大主応力の場合}\tau_{al} &= 0.36 \times \sigma_{UTS} && (2.151)\\
&= 0.36 \times 755.1 = 271.84[MPa] && (2.152)
\end{aligned}$$

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.

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

軸径 d について解くと,

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

動的効果の係数に直すと,

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

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.

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{k_b M^2}} \tag{2.156}$$
$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{(1.5 \times 149226)^2}} \tag{2.157}$$
$$= 20.32[mm] \tag{2.158}$$

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.

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{k_b M^2}} \tag{2.159}$$
$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{(1.5 \times 171407)^2}} \tag{2.160}$$
$$= 21.28[mm] \tag{2.161}$$

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.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_b M + \frac{d}{8}P)^2 + k_t T^2}} \tag{2.162}$$
$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{(1.5 \times 164561.82 + \frac{20}{8} \times -972.87)^2 + (1.0 \times 164561.82)^2}} \tag{2.163}$$
$$= 21.75 \tag{2.164}$$
$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{(1.5 \times 164561.82 + \frac{21.75}{8} \times -972.87)^2 + (1.0 \times 164561.82)^2}} \tag{2.165}$$
$$= 21.74[mm](\text{収束確認}) \tag{2.166}$$

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.

$$
\begin{aligned}
d_{12min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM+\frac{d}{8}P)^2+k_tT^2}} && (2.167)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{(1.5\times 152351+\frac{20}{8}\times 972.87)^2+(1.0\times 124877.53)^2}} && (2.168)\\
&= 21.43 && (2.169)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{(1.5\times 152351+\frac{21.43}{8}\times 972.87)^2+(1.0\times 124877.53)^2}} && (2.170)\\
&= 21.43[mm](\text{収束確認}) && (2.171)
\end{aligned}
$$

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.

$$
\begin{aligned}
d_{11min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{k_bM^2}} && (2.172)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{1.5\times 559139^2}} && (2.173)\\
&= 31.56[mm] && (2.174)
\end{aligned}
$$

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.

$$
\begin{aligned}
d_{11min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{k_bM^2}} && (2.175)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{1.5\times 589921^2}} && (2.176)\\
&= 32.13[mm] && (2.177)
\end{aligned}
$$

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.

$$
\begin{aligned}
d_{12min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM+\frac{d}{8}P)^2+k_tT^2}} && (2.178)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times559139+\frac{20}{8}\times-2951)^2+(1.0\times494074)^2}}\\
&= 36.42 && (2.179)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times559139+\frac{36.42}{8}\times-2951)^2+(1.0\times494074)^2}}\\
&= 36.36[mm] && (2.180)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times559139+\frac{36.36}{8}\times-2951)^2+(1.0\times494074)^2}}\\
&= 36.36[mm](\text{収束確認}) && (2.181)
\end{aligned}
$$

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.

$$
\begin{aligned}
d_{12min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM+\frac{d}{8}P)^2+k_tT^2}} && (2.182)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times530408+\frac{20}{8}\times2951)^2+(1.0\times494074)^2}}\\
&= 36.11 && (2.183)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times530408+\frac{36.11}{8}\times2951)^2+(1.0\times494074)^2}}\\
&= 36.17[mm](\text{収束確認}) && (2.184)
\end{aligned}
$$

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.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM+\frac{d}{8}P)^2+k_tT^2}} \tag{2.185}$$

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

$$= 28.66 \tag{2.187}$$

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

$$= 28.63[mm](収束確認) \tag{2.189}$$

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.

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

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

$$= 28.27 \tag{2.192}$$

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

$$= 28.31[mm](収束確認) \tag{2.194}$$

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.

$$
\begin{aligned}
d_{12min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM+\frac{d}{8}P)^2+k_tT^2}} && (2.195)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times579881+\frac{20}{8}\times2951)^2+(1.0\times1502808)^2}} && (2.196)\\
&= 44.30 && (2.197)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times579881+\frac{44.30}{8}\times2951)^2+(1.0\times1502808)^2}} && (2.198)\\
&= 44.34[mm](\text{収束確認}) && (2.199)\\
& && (2.200)
\end{aligned}
$$

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, 繰り返し計算で算出する. 初期値 20[mm] とする.

$$
\begin{aligned}
d_{12min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM+\frac{d}{8}P)^2+k_tT^2}} && (2.201)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times444196+\frac{20}{8}\times-2951)^2+(1.0\times1502808)^2}} && (2.202)\\
&= 43.41 && (2.203)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times444196+\frac{43.49}{8}\times-2951)^2+(1.0\times1502808)^2}} && (2.204)\\
&= 43.41[mm](\text{収束確認}) && (2.205)
\end{aligned}
$$

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.

$$
\begin{aligned}
d_{11min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{k_bM^2}} && (2.206)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi135.92}\sqrt{1.5\times487592^2}} && (2.207)\\
&= 30.15[mm] && (2.208)
\end{aligned}
$$

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.

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

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

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

第 2 軸受け側の軸

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

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

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

第 3 軸受けと第 4 軸受けの間の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \tag{2.223}$$
$$= \sqrt[4]{2951 \times \frac{64 \times 76^2}{\pi^3 \times 206[N/mm^2]}} \tag{2.224}$$
$$= 20.33[mm] \tag{2.225}$$

第 4 軸受け側の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \tag{2.226}$$
$$= \sqrt[4]{1978.13 \times \frac{64 \times 89.5^2}{\pi^3 \times 206[N/mm^2]}} \tag{2.227}$$
$$= 19.96[mm] \tag{2.228}$$

第 5 軸受け側の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \tag{2.229}$$
$$= \sqrt[4]{2951 \times \frac{64 \times 88.5^2}{\pi^3 \times 206[N/mm^2]}} \tag{2.230}$$
$$= 21.94[mm] \tag{2.231}$$

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.

$$\bar{\theta} = \frac{T}{GJ} \tag{2.232}$$
$$\text{ここで}, J: \text{断面 2 次極モーメント}, G: \text{縦弾性係数} \tag{2.233}$$
$$J = \frac{\pi d^4}{32} \tag{2.234}$$
$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \tag{2.235}$$

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

$$
\begin{aligned}
d[mm] &= \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi^2/180\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} && (2.236)\\
&= \sqrt[4]{\frac{32 \times 124877}{\pi^2/180 \times 0.25/1000 \times 79500}} && (2.237)\\
&= 43.76[mm] && (2.238)
\end{aligned}
$$

第 2 歯車と第 3 歯車の間の軸

$$
\begin{aligned}
d[mm] &= \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi^2/180\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} && (2.239)\\
&= \sqrt[4]{\frac{32 \times 494073.883}{\pi^2/180 \times 0.25/1000 \times 79500}} && (2.240)\\
&= 61.72[mm] && (2.241)
\end{aligned}
$$

軸受け 5 側の軸

$$
\begin{aligned}
d[mm] &= \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi^2/180\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} && (2.242)\\
&= \sqrt[4]{\frac{32 \times 1502807.966}{\pi^2/180 \times 0.25/1000 \times 79500}} && (2.243)\\
&= 81.5[mm] && (2.244)
\end{aligned}
$$

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.

$$\begin{aligned}(s45c\text{ の引っ張り強さ}) &= 690[N/mm^2] \quad (2.245)\\ \text{キーの許容圧縮応力}: \sigma_{al} = \frac{690}{4} &= 172.5[N/mm^2] \quad (2.246)\\ \text{許容せん断応力}: \tau_{al} = \frac{\sigma_{al}}{2} &= 86.25[N/mm^2] \quad (2.247)\end{aligned}$$

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、

$$\begin{aligned}\sigma_{al} &\geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.250)\\ (\text{右辺}) &= \frac{2 \times 494074[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 11/2[mm]} \quad (2.251)\\ &\approx 57.956[N \cdot m] \quad (2.252)\\ &\leq 172.5 \quad (2.253)\\ \tau_{al} &\geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.254)\\ (\text{右辺}) &= \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 18[mm]} \quad (2.255)\\ &= 17.70 \quad (2.256)\\ &\leq 86.25[N \cdot m] \quad (2.257)\end{aligned}$$

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、

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \tag{2.258}$$

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

$$\approx 57.956[N \cdot m] \tag{2.260}$$

$$\leq 172.5 \tag{2.261}$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \tag{2.262}$$

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

$$= 17.70 \tag{2.264}$$

$$\leq 86.25[N \cdot m] \tag{2.265}$$

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、

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \tag{2.266}$$

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

$$\approx 74.804[N \cdot m] \tag{2.268}$$

$$\leq 172.5 \tag{2.269}$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \tag{2.270}$$

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

$$= 23.801 \tag{2.272}$$

$$\leq 86.25[N \cdot m] \tag{2.273}$$

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 Fr[N]	スラスト荷重 Fa[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

$$
\begin{aligned}
\text{寿命時間 } L_h &= 500{f_n}^p (C_r/P)^p && (3.7)\\
&= 500 \times \frac{100}{3 \times 1300} \times (12500/1042)^3 && (3.8)\\
&= 22133 \geq 20000 && (3.9)\\
& && (3.10)
\end{aligned}
$$

静荷重の確認

$$0.6F_r + 0.5F_a = 0.6 \times 1042 + 0.5 \times 0 = 625.2 \leq F_r \tag{3.11}$$

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

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

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

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

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

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

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

X=0.56,Y=1.00 とする.

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 1838.68 + 1.00 \times 972.87 = 2002.53 \tag{3.18}$$

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

軸受け 2 再検討

$$\begin{aligned}
\text{寿命時間 } L_h &= 500{f_n}^p (C_r/P)^p & (3.20)\\
&= 500 \times \frac{100}{3 \times 1300} \times (29500/2002.53)^3 & (3.21)\\
&= 40986 \geq 20000 & (3.22)
\end{aligned}$$

静荷重の確認

$$\begin{aligned}
P_0 &= 0.6F_r + 0.5F_a & (3.23)\\
&= 0.6 \times 1838.68 + 0.5 \times 972.87 = 1589.64 \leq F_r & (3.24)\\
\text{よって、静等価荷重 } P_0 &= F_r = 1838.68 & (3.25)\\
f_s &= \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{29500}{1838.68} =\geq 1 & (3.26)
\end{aligned}$$

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

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

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

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

$$f_0\frac{F_a}{C_{0r}} = 13.1 \times \frac{0}{32000} = 0 \tag{3.30}$$

X=1.00,Y=0 とする.

$$P = XF_r + YF_a = 6665.79 \tag{3.31}$$

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

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。

$$\begin{aligned} \text{寿命時間 } L_h &= 500{f_n}^p(C_r/P)^p & (3.33)\\ &= 500 \times \frac{100}{3 \times 328.5714} \times (53000/6665.79)^3 & (3.34)\\ &= 25497 \geq 20000 & (3.35)\\ & & (3.36) \end{aligned}$$

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

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

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

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

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

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

X=0.56,Y= 1.653 とする．

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 4718.4 + 1.653 \times 1978.13 = 5912 \tag{3.45}$$

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

軸受け 4 再検討

$$
\begin{aligned}
\text{寿命時間 } L_h &= 500 {f_n}^p (C_r/P)^p && (3.47)\\
&= 500 \times \frac{100}{3 \times 328.5714} \times (53000/5912)^3 && (3.48)\\
&= 36546 \geq 20000 && (3.49)
\end{aligned}
$$

静荷重の確認

$$
\begin{aligned}
P_0 &= 0.6F_r + 0.5F_a && (3.50)\\
&= 0.6 \times 4718.4 + 0.5 \times 1978.13 = 3820 \leq F_r && (3.51)\\
\text{よって、静等価荷重 } P_0 &= F_r = 4718.4 && (3.52)\\
f_s &= \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{32000}{4718.4} = 6.782 \geq 1 && (3.53)
\end{aligned}
$$

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

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

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

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

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

$$\tag{3.58}$$

X=0.56,Y= 1.00 とする.

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 6552.33 + 1.00 \times 2951 = 6620.3 \tag{3.59}$$

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

軸受け 5 再検討

$$
\begin{aligned}
\text{寿命時間 } L_h &= 500{f_n}^p(C_r/P)^p && (3.61)\\
&= 500 \times \frac{100}{3 \times 108.0235} \times (60000/6620.3)^3 && (3.62)\\
&= 114855 \geq 20000 && (3.63)
\end{aligned}
$$

$$
\begin{aligned}
P_0 &= 0.6F_r + 0.5F_a && (3.64)\\
&= 0.6 \times 6552.33 + 0.5 \times 2951 = 5406.9 \leq F_r && (3.65)\\
\text{よって、静等価荷重 } P_0 &= F_r = 6552.40 && (3.66)\\
f_s &= \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{54000}{6552.40} = 8.24 \geq 1 && (3.67)
\end{aligned}
$$

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

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

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

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

$$f_0\frac{F_a}{C_{0r}} = 14.0 \times \frac{0}{24000} = 0 \tag{3.71}$$

X=1.00,Y=0 とする.

$$P = XF_r + YF_a = 4262.25 \tag{3.72}$$

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

軸受け 6 再検討

$$
\begin{aligned}
\text{寿命時間 } L_h &= 500 {f_n}^p (C_r/P)^p && (3.74)\\
&= 500 \times \frac{100}{3 \times 108.0235} \times (29100/4262.25)^3 && (3.75)\\
&= 49101 \geq 20000 && (3.76)\\
& && (3.77)
\end{aligned}
$$

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。

$$\begin{aligned} \text{下部ケース} &: 0.025CL + 3[mm] = 9.494 \approx 10[mm] \quad (4.1) \\ \text{上部ケース} &: 0.02CL + 3[mm] = 8.195 \approx 9[mm] \quad (4.2) \end{aligned}$$

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。

$$\begin{aligned} \text{第 1 段} &: C = 2.5v + 10[mm] = 2.5 \times 6.7077 + 10 = 26.769[mm] \approx 27[mm] \quad (4.3) \\ \text{第 2 段} &: C = 2.5v + 10[mm] = 2.5 \times 2.2113 + 10 = 15.528[mm] \approx 16[mm] \quad (4.4) \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \Delta t &= \text{許容温度} - \text{周囲温度} \quad (4.5) \\ &= 82\,℃ - \text{周囲温度} \quad (4.6) \end{aligned}$$

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。

$$
\begin{aligned}
A &= \frac{Q}{K\Delta t_{max}} && (4.8)\\
&= \frac{632(1-\eta)N}{K\Delta t_{max}} && (4.9)\\
&= \frac{632 \times (1-0.98) \times 17000/735.5}{10 \times 28} && (4.10)\\
&= 1.0434[m^2] && (4.11)
\end{aligned}
$$

4.3.3 AGMA(American Gear Manufacturers Association) 規格

図 4.1: AGMA

AGMA の規格によれば、

$$A = 43.2{C_L}^{1.7} \tag{4.12}$$

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、

$$
\begin{aligned}
A = 43.2 \times (259.753 \times 0.03937)^{1.7} &= 2249.147[inch^2] && (4.13)\\
&= 1.451[m^2] && (4.14)
\end{aligned}
$$

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
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