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 8 月 27 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.

$$
\begin{aligned}
u_i &= 1.15\sqrt{i} \approx 3.9837 \\
u_2 &= 0.87\sqrt{i} \approx 3.0137
\end{aligned}
$$

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,

$$\begin{aligned} F_{W12} &= 9.74\times10^5 L/(r_1 n_1) \\ &= 283.117668[kgf] \\ F_{W34} &= 9.74\times10^5 L/(r_3 n_3) \\ &= 897.223143[kgf] \end{aligned}$$

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

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

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.

$$\begin{aligned} K &= \frac{F_W}{bd_1}\frac{u+1}{u} \\ Z_{HH} &= 2\sqrt{cos\beta_b}/\sqrt{\epsilon_a \sin 2_{\alpha_i}} \\ Z_E &= \sqrt{0.35E_1E_2/(E_1+E_2)} \end{aligned}$$

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.

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

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

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

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

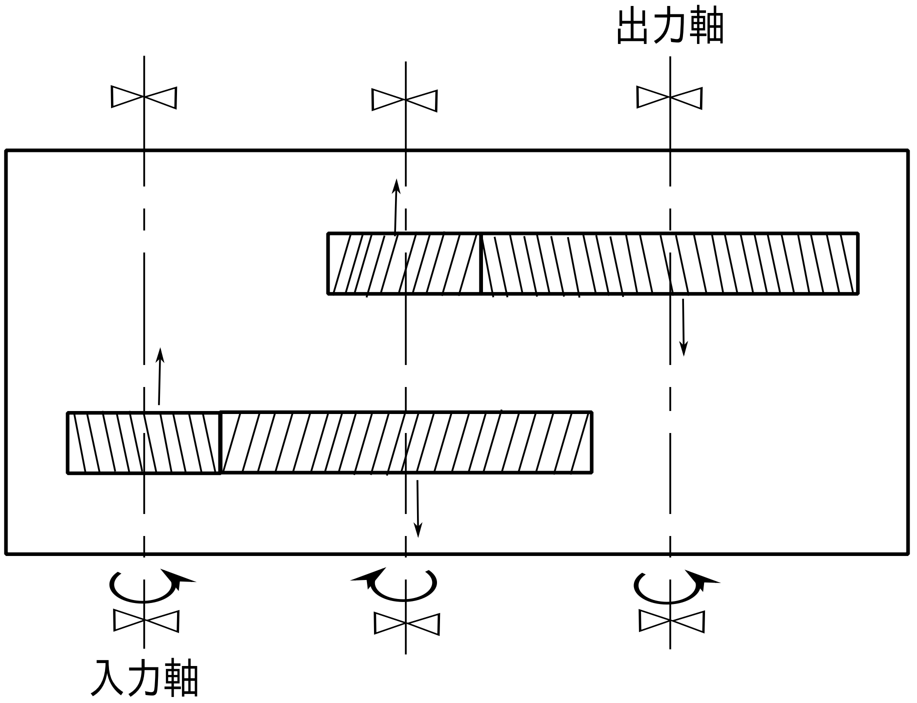

図 1.1: 簡易平面図

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.

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

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,

$$
\begin{aligned}
P_{r1} &= P_{r2} = F\tan(\alpha) = 2534.4008 \times \tan(21.2991) = 988.08[N] && (2.9)\\
P_{r3} &= P_{r4} = F\tan(\alpha) = 7687.6284 \times \tan(21.2991) = 2997.14[N] && (2.10)\\
P_{t1} &= P_{t2} = F\tan(\beta) = 2534.4008 \times \tan(21) = 972.87[N] && (2.11)\\
P_{t3} &= P_{t4} = F\tan(\beta) = 7687.6284 \times \tan(21) = 2951[N] && (2.12)
\end{aligned}
$$

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,

$$C = (2 \sim 3)v + 10 + \alpha \tag{2.13}$$

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

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

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

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.

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

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

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

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

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.

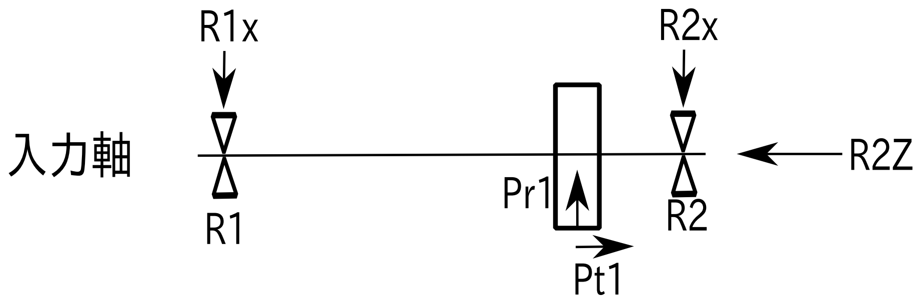

図 2.1: 入力軸モデル (xz 成分)

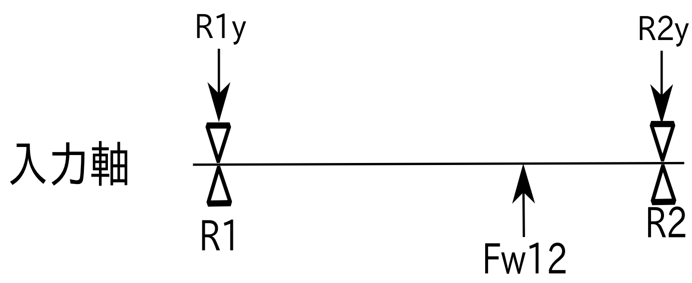

図 2.2: 入力軸モデル (y 成分)

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

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

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.

$$
\begin{aligned}
R_1 &= \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = 907.151 && (2.31)\\
R_2 &= \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = 1838.68 && (2.32)\\
& && (2.33)
\end{aligned}
$$

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.

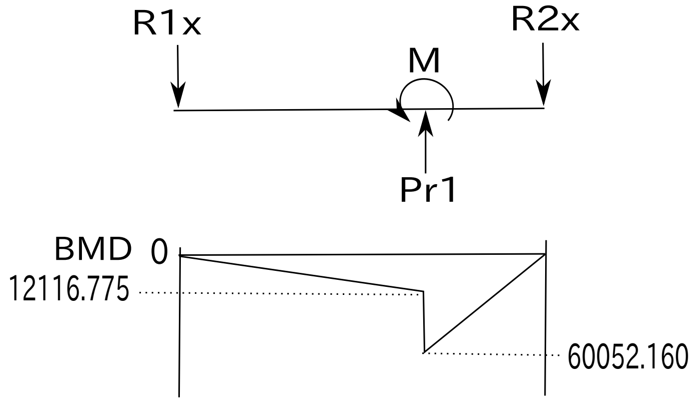

図 2.3: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

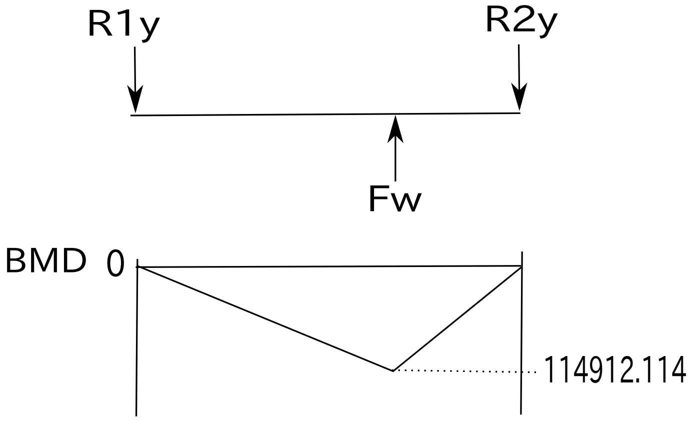

図 2.4: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

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

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.

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

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.

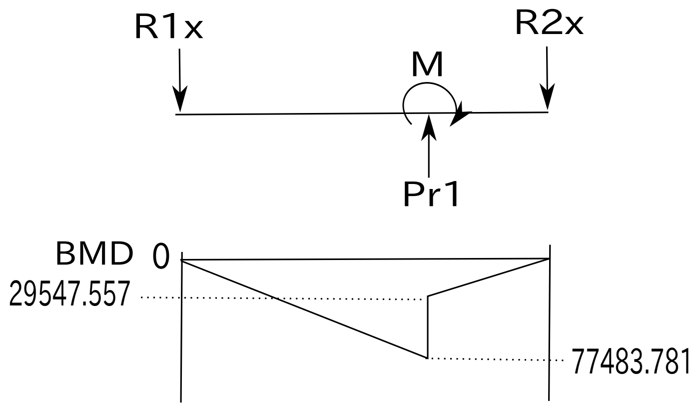

図 2.5: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

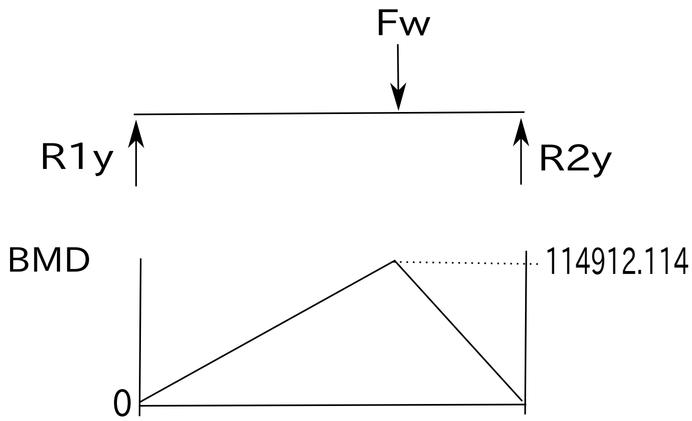

図 2.6: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

$$M_{1x} = R_{1x} \times (a_1 + a_2) = 88318 \tag{2.53}$$
$$M_{2x} = R_{2x} \times a_3 = 401381 \tag{2.54}$$
$$M_{1y} = R_{1y} \times (a_1 + a_2) = 146903 \tag{2.55}$$
$$M_{2y} = R_{2y} \times a_3 = 146903 \tag{2.56}$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{1x}^2 + M_{1y}^2} = 171407 \tag{2.57}$$
$$M_{2max} = \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} = 427419 \tag{2.58}$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \tag{2.59}$$
$$T_2 = \frac{d_1}{2} \times Fw_{12} \tag{2.60}$$
$$= \frac{98.545}{2} \times 2534.4008 = 124877.531 \tag{2.61}$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \tag{2.62}$$
$$T_{z2} = R_{2z} = P_{t1} = 972.870 \tag{2.63}$$

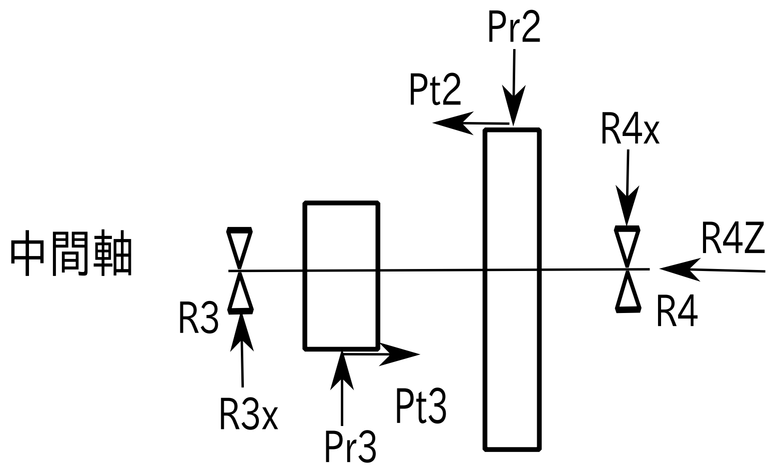

図 2.7: 中間軸モデル

2.5.2 中間軸

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

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

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{3x} = 100.142$
- $R_{3y} = 6011.182$
- $R_{4x} = 2109.198$
- $R_{4y} = 4210.847$
- $R_{4z} = 1978.130$

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.

$$
\begin{aligned}
R_3 &= \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} && (2.69)\\
&= \sqrt{100.142^2 + 6011.182^2} = 6012.016 && (2.70)\\
R_4 &= \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} && (2.71)\\
&= \sqrt{2109.198^2 + 4210.847^2} = 4709.559 && (2.72)
\end{aligned}
$$

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.

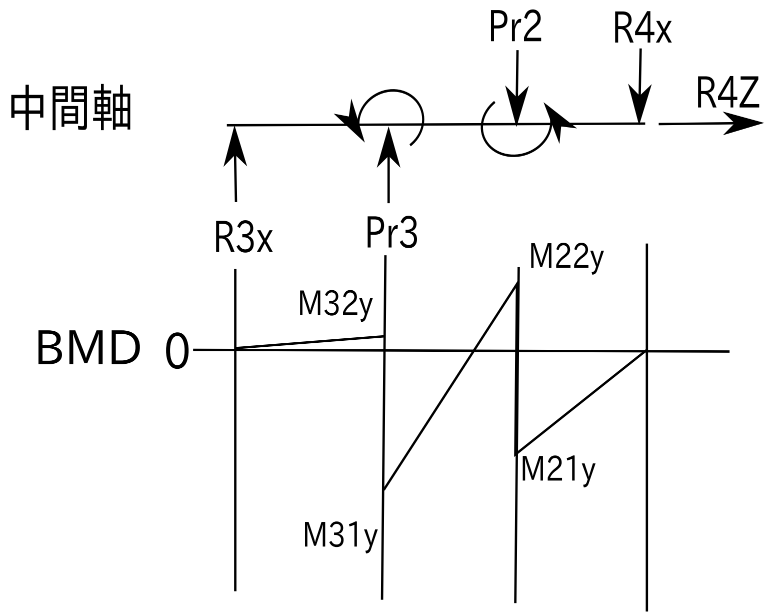

図 2.8: 中間軸 y 軸基準

$$
\begin{aligned}
M_{3x} &= R_{3y} \times a_1 = -405754.796 && (2.73)\\
M_{4x} &= R_{4y} \times (a_2 + a_3) = -280021.328 && (2.74)\\
M_{31y} &= R_{3x} \times a_1 = 6759.573 && (2.75)\\
M_{32y} &= M_{31y} + P_t\frac{d_3}{2} = -182897.361 && (2.76)\\
M_{21y} &= M_{22y} + P_t\frac{d_2}{2} = 49397.762 && (2.77)\\
M_{22y} &= R_{4x} \times a_3 = -140261.688 && (2.78)
\end{aligned}
$$

以上より, 最大モーメントの組み合わせは,

$$\sqrt{M_{x3}^2 + M_{32y}^2} = 445071.229 \qquad (2.79)$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$
\begin{aligned}
T_3 &= 0 && (2.80)\\
T_4 &= \frac{d_3}{2} \times Fw_{34} && (2.81)\\
&= \frac{128.5374}{2} \times 7687.628 = 494073.883 && (2.82)
\end{aligned}
$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$
\begin{aligned}
T_{z3} &= -1978.130 && (2.83)\\
T_{z4} &= R_{4z} = 1978.130 && (2.84)
\end{aligned}
$$

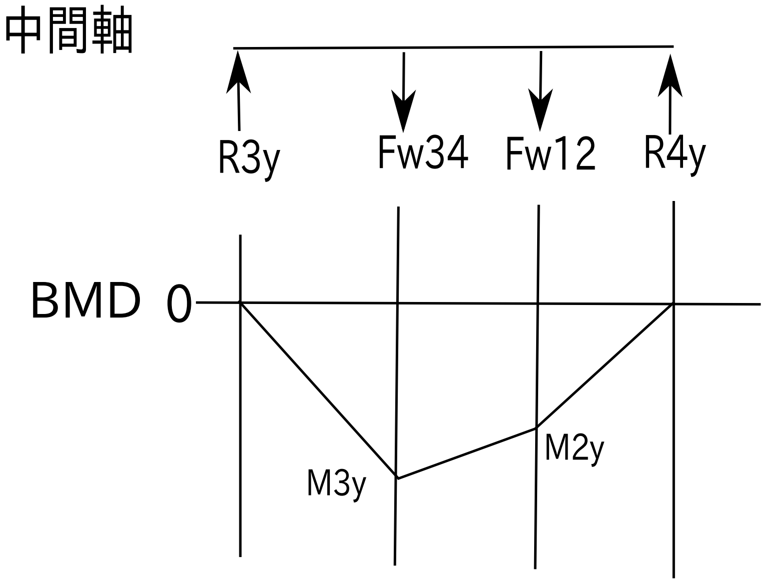

図 2.9: 中間軸 x 軸基準

逆回転の場合

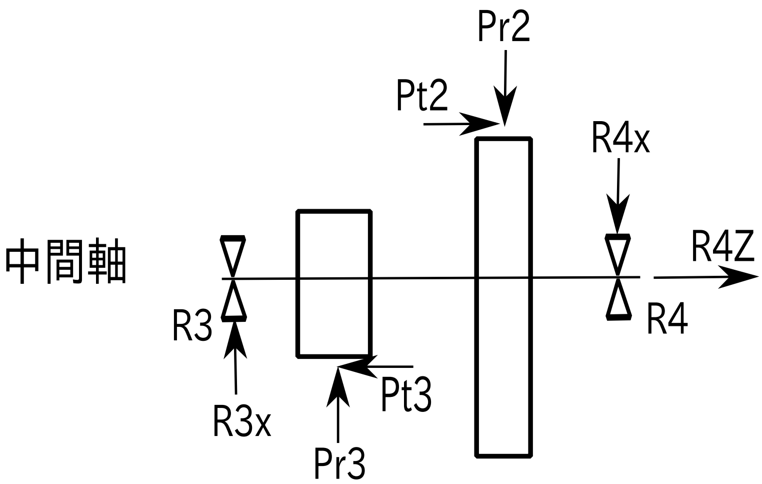

図 2.10: 中間軸モデル

釣り合いの式を以下に示す.

$$x\text{成分} \quad : \quad P_{r3} - P_{r2} + R_{3x} - R_{4x} = 0 \tag{2.85}$$

$$y\text{成分} \quad : \quad -Fw_{12} - Fw_{34} + R_{3y} + R_{4y} = 0 \tag{2.86}$$

$$z\text{成分} \quad : \quad P_{t2} - P_{t3} + R_{4z} = 0 \tag{2.87}$$

$$y\text{軸}, R_3\text{回りのモーメント} \quad : \quad a_1 P_{r3} - (a_1 + a_2) P_{r2} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{4x} + \frac{d_3}{2} P_{t3} + \frac{d_2}{2} P_{t2} \tag{2.88}$$

$$x\text{軸}, R_3\text{回りのモーメント} \quad : \quad a_1 Fw_{34} + (a_1 + a_2) Fw_{12} - (a_1 + a_2 + a_3) F_{4y} \tag{2.89}$$

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{3x} = 3529.680$
- $R_{3y} = 6011.182$
- $R_{4x} = 1520.624$
- $R_{4y} = 4210.847$
- $R_{4z} = 1978.130$

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.

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} \tag{2.90}$$
$$= \sqrt{3529.680^2 + 6011.182^2} = 6970.865 \tag{2.91}$$
$$R_4 = \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} \tag{2.92}$$
$$= \sqrt{1520.624^2 + 4210.847^2} = 4477.000 \tag{2.93}$$

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.

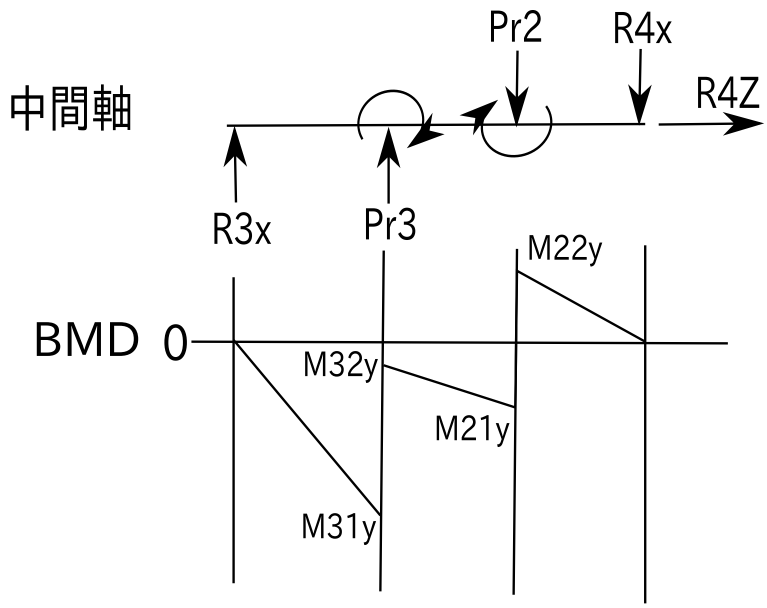

図 2.11: 中間軸 y 軸基準

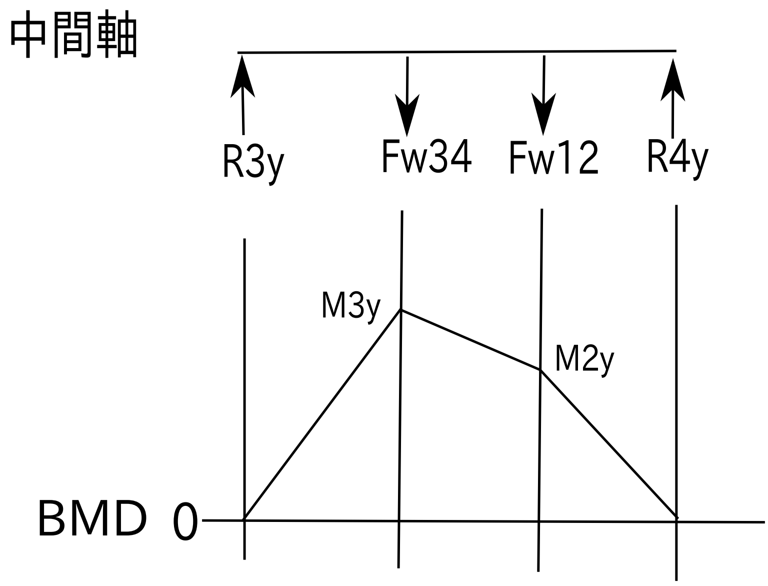

図 2.12: 中間軸 x 軸基準

$$
\begin{aligned}
M_{3x} &= R_{3y} \times a_1 = 405754.796 && (2.94)\\
M_{4x} &= R_{4y} \times (a_2 + a_3) = 280021.328 && (2.95)\\
M_{31y} &= R_{3x} \times a_1 = -238253.403 && (2.96)\\
M_{32y} &= M_{31y} + P_t \frac{d_3}{2} = -48596.496 && (2.97)\\
M_{21y} &= M_{22y} + P_t \frac{d_2}{2} = 88537.984 && (2.98)\\
M_{22y} &= R_{4x} \times a_3 = 101121.465 && (2.99)
\end{aligned}
$$

以上より, 最大モーメントの組み合わせは,

$$\sqrt{M_{x3}^2 + M_{31y}^2} = 470533.355 \tag{2.100}$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$
\begin{aligned}
T_3 &= 0 && (2.101)\\
T_4 &= \frac{d_3}{2} \times Fw_{34} && (2.102)\\
&= \frac{128.5374}{2} \times 7687.628 = 494073.883 && (2.103)
\end{aligned}
$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$
\begin{aligned}
T_{z3} &= -1978.130 && (2.104)\\
T_{z4} &= R_{4z} = 1978.130 && (2.105)
\end{aligned}
$$

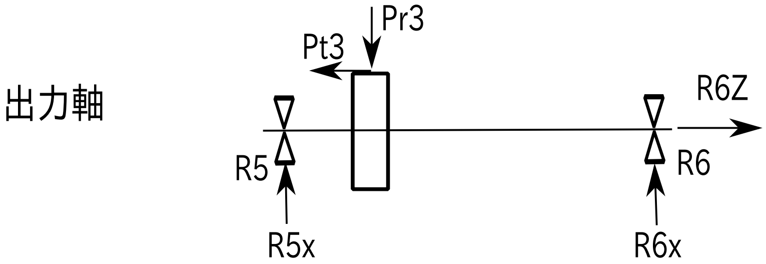

図 2.13: 出力軸モデル (xz 成分)

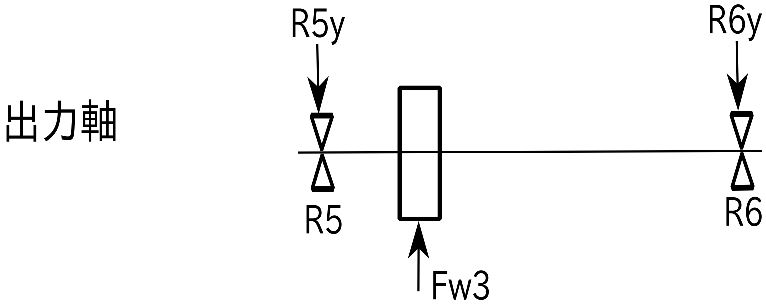

図 2.14: 出力軸モデル (y 成分)

2.5.3 出力軸

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x\text{ 成分} \quad : \quad -P_{r3} + R_{5x} + R_{6x} = 0 \tag{2.106}$$

$$y\text{ 成分} \quad : \quad Fw_{34} - R_{5y} - R_{6y} = 0 \tag{2.107}$$

$$z\text{ 成分} \quad : \quad -P_{t3} + R_{6z} = 0 \tag{2.108}$$

$$y\text{ 軸}, R_5\text{回りのモーメント} \quad : \quad -a_1 P_{r3} + \frac{d_4}{2} P_{t3} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{6x} \tag{2.109}$$

$$x\text{ 軸}, R_5\text{回りのモーメント} \quad : \quad a_1 Fw_{34} - (a_1 + a_2 + a_3) R_{6y} \tag{2.110}$$

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{5x} = 4789.314$
- $R_{5y} = 5204.782$
- $R_{5z} = 2951.000$
- $R_{6x} = 1792.187$
- $R_{6y} = 2482.846$

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.

$$
\begin{aligned}
R_5 &= \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} && (2.111)\\
&= \sqrt{4789.314^2 + 5204.782^2} = 7072.996 && (2.112)\\
R_6 &= \sqrt{R_{6x}^2 + R_{6y}^2} && (2.113)\\
&= \sqrt{-1792.187^2 + 2482.846^2} = 3062.101 && (2.114)
\end{aligned}
$$

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.

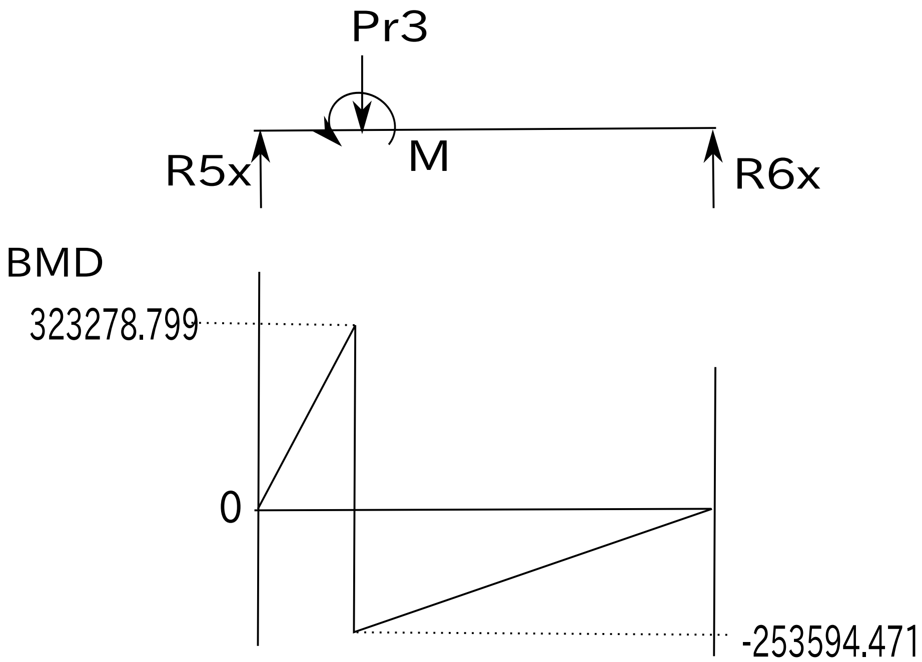

図 2.15: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

$$
\begin{aligned}
M_{5x} &= R_{5y} \times a_1 = 351322.779 && (2.115)\\
M_{6x} &= R_{6y} \times (a_2 + a_3) = 351322.779 && (2.116)\\
M_{5y} &= R_{5x} \times a_1 = 323278.666 && (2.117)\\
M_{6y} &= R_{6x} \times (a_2 + a_3) = -253594.471 && (2.118)
\end{aligned}
$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$
\begin{aligned}
M_{1max} &= \sqrt{M_{5x}^2 + M_{5y}^2} && (2.119)\\
&= \sqrt{351322.779^2 + (323278.666)^2} = 477427.262 && (2.120)\\
M_{2max} &= \sqrt{M_{6x}^2 + M_{6y}^2} && (2.121)\\
&= \sqrt{351322.779^2 + (-253594.471)^2} = 433287.261 && (2.122)
\end{aligned}
$$

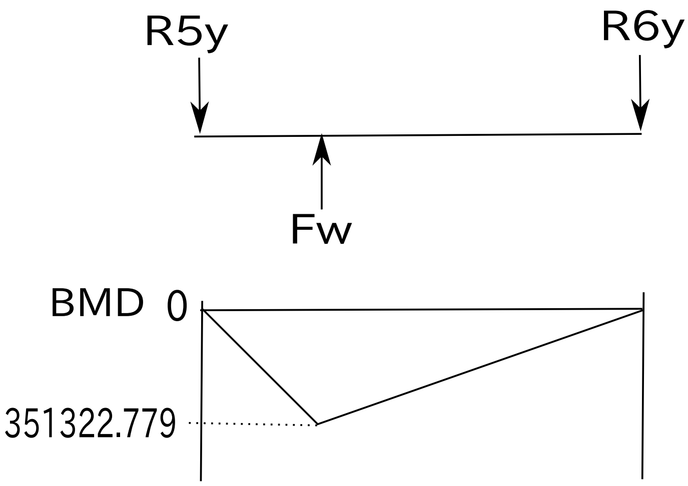

図 2.16: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \tag{2.123}$$

$$T_2 = \frac{d_4}{2} \times Fw_{34} \tag{2.124}$$

$$= \frac{390.9679}{2} \times 7687.628 = 1502807.966 \tag{2.125}$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \tag{2.126}$$

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

逆回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} \quad : \quad -P_{r3} + R_{5x} + R_{6x} = 0 \tag{2.128}$$

$$y \text{ 成分} \quad : \quad Fw_{34} - R_{5y} - R_{6y} = 0 \tag{2.129}$$

$$z \text{ 成分} \quad : \quad -P_{t3} + R_{5z} = 0 \tag{2.130}$$

$$y \text{ 軸}, R_5\text{回りのモーメント} \quad : \quad -a_1 P_{r3} + \frac{d_4}{2} P_{t3} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{6x} \tag{2.131}$$

$$x \text{ 軸}, R_5\text{回りのモーメント} \quad : \quad a_1 Fw_{34} - (a_1 + a_2 + a_3) R_{6y} \tag{2.132}$$

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{5x} = 731.004$
- $R_{5y} = -5204.782$
- $R_{5z} = -2951.000$

- $R_{6x} = -3728.130$
- $R_{6y} = -2482.846$

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.

$$R_5 = \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} \tag{2.133}$$
$$= \sqrt{731.004^2 + (-5204.782)^2} = 5255.865 \tag{2.134}$$
$$R_6 = \sqrt{R_{6x}^2 + R_{6y}^2} \tag{2.135}$$
$$= \sqrt{(-3728.130)^2 + (-2482.846)^2} = 4479.228 \tag{2.136}$$

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.

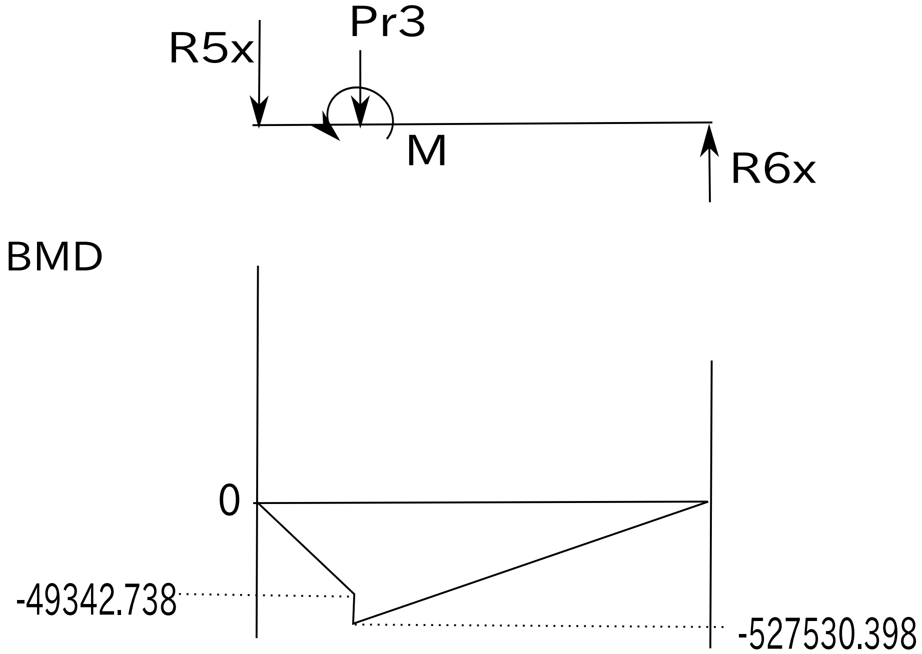

図 2.17: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

$$M_{5x} = R_{5y} \times a_1 = 351322.779 \tag{2.137}$$
$$M_{6x} = R_{6y} \times (a_2 + a_3) = 351322.779 \tag{2.138}$$
$$M_{5y} = R_{5x} \times a_1 = 49342.738 \tag{2.139}$$
$$M_{6y} = R_{6x} \times (a_2 + a_3) = -527530.398 \tag{2.140}$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{5x}^2 + M_{5y}^2} \tag{2.141}$$
$$= \sqrt{351322.779^2 + (49342.738)^2} = 354770.913 \tag{2.142}$$
$$M_{2max} = \sqrt{M_{6x}^2 + M_{6y}^2} \tag{2.143}$$
$$= \sqrt{351322.779^2 + (-527530.398)^2} = 633810.710 \tag{2.144}$$

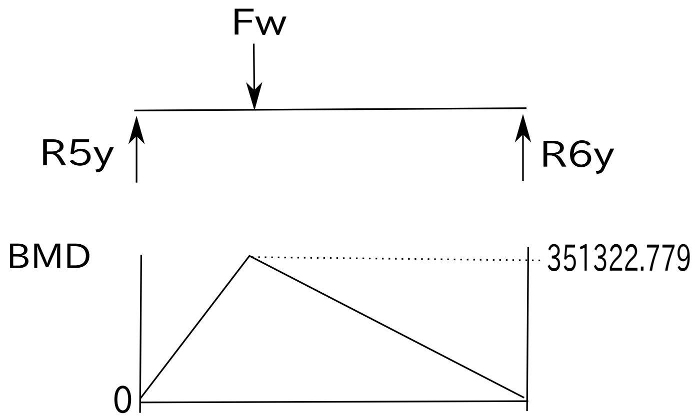

図 2.18: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \quad (2.145)$$

$$T_2 = \frac{d_4}{2} \times Fw_{34} \quad (2.146)$$

$$= \frac{390.9679}{2} \times 7687.628 = 1502807.966 \quad (2.147)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \quad (2.148)$$

$$T_{z2} = R_{6z} = P_{t3} = 2951.000 \quad (2.149)$$

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.

$$\begin{aligned}
\text{最大せん断応力の場合}\tau_{al} &= 0.18 \times \sigma_{UTS} && (2.150)\\
&= 0.18 \times 755.1 = 135.92[MPa] && (2.151)\\
\text{最大主応力の場合}\tau_{al} &= 0.36 \times \sigma_{UTS} && (2.152)\\
&= 0.36 \times 755.1 = 271.84[MPa] && (2.153)
\end{aligned}$$

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.

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

軸径 d について解くと,

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

動的効果の係数に直すと,

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}}\sqrt{(k_b M + \frac{d}{8}P)^2 + k_t T^2}} \tag{2.156}$$

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.

$$\begin{aligned}
d_{11min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}}\sqrt{k_b M^2}} && (2.157)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{1.5 \times 115549.168^2}} && (2.158)\\
&= 18.66[mm] && (2.159)
\end{aligned}$$

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.

$$
\begin{aligned}
d_{11min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{k_b M^2}} && (2.160)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{1.5\times 138595.08^2}} && (2.161)\\
&= 19.82[mm] && (2.162)
\end{aligned}
$$

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 $P=-972.87, T=124876.26, M=129657.71$ 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.

$$
\begin{aligned}
d_{12min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_b M+\frac{d}{8}P)^2+k_t T^2}} && (2.163)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{(1.5\times 129657.71+\frac{20}{8}\times -972.87)^2+(1.0\times 124876.26)^2}} && (2.164)\\
&= 20.47 && (2.165)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{(1.5\times 129657.71+\frac{20.47}{8}\times -972.87)^2+(1.0\times 124876.26)^2}} && (2.166)\\
&= 20.47[mm](\text{収束確認}) && (2.167)
\end{aligned}
$$

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 $P=972.87, T=124876.26, M=118650.16$ 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.

$$
\begin{aligned}
d_{12min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_b M+\frac{d}{8}P)^2+k_t T^2}} && (2.168)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{(1.5\times 118650.16+\frac{20}{8}\times 972.87)^2+(1.0\times 124876.26)^2}} && (2.169)\\
&= 20.18 && (2.170)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{(1.5\times 118650.16+\frac{20.18}{8}\times 972.87)^2+(1.0\times 124876.26)^2}} && (2.171)\\
&= 20.18[mm](\text{収束確認}) && (2.172)
\end{aligned}
$$

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.

$$
\begin{aligned}
d_{11min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{k_b M^2}} && (2.173)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{1.5 \times 405810.94^2}} && (2.174)\\
&= 28.36[mm] && (2.175)
\end{aligned}
$$

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.

$$
\begin{aligned}
d_{11min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{k_b M^2}} && (2.176)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92}\sqrt{1.5 \times 470533.23^2}} && (2.177)\\
&= 29.79[mm] && (2.178)
\end{aligned}
$$

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 $P = 2951, T = 494077.63, M = 445071.18$ 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.

$$
\begin{aligned}
d_{12min} &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_b M + \frac{d}{8}P)^2 + k_t T^2}} && (2.179)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92}\sqrt{(1.5 \times 445071.18 + \frac{20}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 494077.63)^2}} && (2.180)\\
&= 34.53 && (2.181)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92}\sqrt{(1.5 \times 445071.18 + \frac{34.53}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 494077.63)^2}} && (2.182)\\
&= 34.48[mm] && (2.183)\\
&= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92}\sqrt{(1.5 \times 445071.18 + \frac{34.48}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 494077.63)^2}} && (2.184)\\
&= 34.48[mm](\text{収束確認}) && (2.185)
\end{aligned}
$$

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 $P = 2951, T =, M = 408654.51$ 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.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM+\frac{d}{8}P)^2+k_tT^2}} \tag{2.186}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times 0.75\times 135.92}\sqrt{(1.5\times 408654.51+\frac{20}{8}\times 2951)^2+(1.0\times 494077.63)^2}} \tag{2.187}$$

$$= 34.09 \tag{2.188}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times 0.75\times 135.92}\sqrt{(1.5\times 408654.51+\frac{34.09}{8}\times 2951)^2+(1.0\times 494077.63)^2}} \tag{2.189}$$

$$= 34.10[mm](\text{収束確認}) \tag{2.190}$$

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 $P = -1978.13, M = 313185.59$ 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.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM+\frac{d}{8}P)^2+k_tT^2}} \tag{2.191}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times 135.92}\sqrt{(1.5\times 313185.59+\frac{20}{8}\times -1978.13)^2}} \tag{2.192}$$

$$= 25.92 \tag{2.193}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times 135.92}\sqrt{(1.5\times 313185.59+\frac{25.92}{8}\times -1978.13)^2}} \tag{2.194}$$

$$= 25.89[mm] \tag{2.195}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times 135.92}\sqrt{(1.5\times 313185.59+\frac{34.48}{8}\times -1978.13)^2}} \tag{2.196}$$

$$= 25.89[mm](\text{収束確認}) \tag{2.197}$$

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 $P = 1978.13, M = 297720.25$ 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.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM + \frac{d}{8}P)^2}} \tag{2.198}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92}\sqrt{(1.5 \times 297720.25 + \frac{20}{8} \times 1978.13)^2}} \tag{2.199}$$

$$= 25.67 \tag{2.200}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92}\sqrt{(1.5 \times 297720.25 + \frac{34.09}{8} \times 1978.13)^2}} \tag{2.201}$$

$$= 25.67[mm](\text{収束確認}) \tag{2.202}$$

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 $P = 2951, T = 1502808.35, M = 477427.46$ 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.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM + \frac{d}{8}P)^2 + k_tT^2}} \tag{2.203}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92}\sqrt{(1.5 \times 477427.46 + \frac{20}{8} \times 2951)^2 + (1.0 \times 1502808.35)^2}} \tag{2.204}$$

$$= 43.71 \tag{2.205}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92}\sqrt{(1.5 \times 477427.46 + \frac{42.41}{8} \times 2951)^2 + (1.0 \times 1502808.35)^2}} \tag{2.206}$$

$$= 43.71[mm](\text{収束確認}) \tag{2.207}$$

$$\tag{2.208}$$

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 $P = -2951, T = 1502808.35, M =$

354770.75 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.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{(k_bM+\frac{d}{8}P)^2+k_tT^2}} \tag{2.209}$$
$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times354770.75+\frac{20}{8}\times-2951)^2+(1.0\times1502808.35)^2}} \tag{2.210}$$
$$= 43.01 \tag{2.211}$$
$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\times0.75\times135.92}\sqrt{(1.5\times354770.75+\frac{34.09}{8}\times-2951)^2+(1.0\times1502808.35)^2}} \tag{2.212}$$
$$= 42.98[mm](\text{収束確認}) \tag{2.213}$$

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.

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{k_bM^2}} \tag{2.214}$$
$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi135.92}\sqrt{1.5\times433286.99^2}} \tag{2.215}$$
$$= 28.99[mm] \tag{2.216}$$

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.

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}}\sqrt{k_bM^2}} \tag{2.217}$$
$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi135.92}\sqrt{1.5\times633810.96^2}} \tag{2.218}$$
$$= 32.90[mm] \tag{2.219}$$

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.

$$\begin{aligned}
\lambda &= \frac{L}{r} && (2.220)\\
& \text{ここに}, L: \text{部材の長さ}, r: \text{断面回転半径} && (2.221)\\
r &= \sqrt{\frac{I}{A}} && (2.222)\\
& \text{ここに}, A: \text{断面積}, I: \text{断面 2 次モーメントとする.以上より}, && (2.223)\\
\lambda &= \frac{L\sqrt{A}}{\sqrt{I}} && (2.224)
\end{aligned}$$

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.

$$\begin{aligned}
P_k &= C\frac{\pi^2}{l^2}EI && (2.225)\\
I &= \frac{\pi d^4}{64} && (2.226)\\
d &= \sqrt[4]{P_k\frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} && (2.227)
\end{aligned}$$

第 2 軸受け側の軸

$$\begin{aligned}
d &= \sqrt[4]{P_k\frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} && (2.228)\\
&= \sqrt[4]{972.87\times\frac{64\times 66.5^2}{\pi^3\times 206[N/mm^2]}} && (2.229)\\
&= 14.41[mm] && (2.230)
\end{aligned}$$

第 3 軸受けと第 4 軸受けの間の軸

$$\begin{aligned}
d &= \sqrt[4]{P_k\frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} && (2.231)\\
&= \sqrt[4]{2951\times\frac{64\times 75^2}{\pi^3\times 206[N/mm^2]}} && (2.232)\\
&= 20.19[mm] && (2.233)
\end{aligned}$$

第 4 軸受け側の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \tag{2.234}$$

$$= \sqrt[4]{1978.13 \times \frac{64 \times 66.5^2}{\pi^3 \times 206[N/mm^2]}} \tag{2.235}$$

$$= 17.21[mm] \tag{2.236}$$

第 5 軸受け側の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l^2[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \tag{2.237}$$

$$= \sqrt[4]{2951 \times \frac{64 \times 67.5^2}{\pi^3 \times 206[N/mm^2]}} \tag{2.238}$$

$$= 19.16[mm] \tag{2.239}$$

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.

$$\bar{\theta} = \frac{T}{GJ} \tag{2.240}$$

ここで, J : 断面 2 次極モーメント, G : 縦弾性係数 (2.241)

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \tag{2.242}$$

$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \tag{2.243}$$

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

$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \tag{2.244}$$

$$= \sqrt[4]{\frac{32 \times 124876.26}{\pi \times 0.25/1000 \times 79500}} \tag{2.245}$$

$$= 43.76[mm] \tag{2.246}$$

第 2 歯車と第 3 歯車の間の軸

$$
\begin{aligned}
d[mm] &= \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} && (2.247) \\
&= \sqrt[4]{\frac{32 \times 494077.63}{\pi \times 0.25/1000 \times 79500}} && (2.248) \\
&= 61.72[mm] && (2.249)
\end{aligned}
$$

軸受け 5 側の軸

$$
\begin{aligned}
d[mm] &= \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} && (2.250) \\
&= \sqrt[4]{\frac{32 \times 1502808.35}{\pi \times 0.25/1000 \times 79500}} && (2.251) \\
&= 81.5[mm] && (2.252)
\end{aligned}
$$

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	19.82	20
d12	43.76	44
d21	29.79	30
d22	61.72	62
d23	25.89	26
d31	81.5	82
d32	32.9	33

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. 安産率は 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.

$$\begin{aligned} (s45c\text{の引っ張り強さ}) &= 690[N/mm^2] \quad (2.253) \\ \text{キーの許容圧縮応力}:\sigma_{al} = \frac{690}{4} &= 172.5[N/mm^2] \quad (2.254) \\ \text{許容せん断応力}:\tau_{al} = \frac{\sigma_{al}}{2} &= 86.25[N/mm^2] \quad (2.255) \end{aligned}$$

次の関係式を満たすようにキーを設計する。

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.256)$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.257)$$

2.8.2　第 2 歯車のキー

d=62,b=18,h=11,l=50 と仮定すると、

$$\begin{aligned} \sigma_{al} &\geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.258) \\ (\text{右辺}) &= \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 11/2[mm]} \quad (2.259) \\ &\approx 57.956[N \cdot m] \quad (2.260) \\ &\leq 172.5 \quad (2.261) \\ \tau_{al} &\geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.262) \\ (\text{右辺}) &= \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 18[mm]} \quad (2.263) \\ &= 17.70 \quad (2.264) \\ &\leq 86.25[N \cdot m] \quad (2.265) \end{aligned}$$

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、

$$
\begin{aligned}
\sigma_{al} &\geq \frac{2T}{dlt_1} && (2.266)\\
(\text{右辺}) &= \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 11/2[mm]} && (2.267)\\
&\approx 57.956[N \cdot m] && (2.268)\\
&\leq 172.5 && (2.269)\\
\tau_{al} &\geq \frac{2T}{dlb} && (2.270)\\
(\text{右辺}) &= \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 18[mm]} && (2.271)\\
&= 17.70 && (2.272)\\
&\leq 86.25[N \cdot m] && (2.273)
\end{aligned}
$$

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、

$$
\begin{aligned}
\sigma_{al} &\geq \frac{2T}{dlt_1} && (2.274)\\
(\text{右辺}) &= \frac{2 \times 1502808.35015[N \cdot mm]}{82[mm] \times 70[mm] \times 14/2[mm]} && (2.275)\\
&\approx 74.804[N \cdot m] && (2.276)\\
&\leq 172.5 && (2.277)\\
\tau_{al} &\geq \frac{2T}{dlb} && (2.278)\\
(\text{右辺}) &= \frac{2 \times 1502808.35015[N \cdot mm]}{82[mm] \times 70[mm] \times 22[mm]} && (2.279)\\
&= 23.801 && (2.280)\\
&\leq 86.25[N \cdot m] && (2.281)
\end{aligned}
$$

よって、仮定値を採用する

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	20	972.6	0	1300
2	44	1784.21	972.87	1300
3	30	6970.86	0	328.5714
4	26	4477	1978.13	328.5714
5	82	5255.86	2951	108.0235
6	33	4479.24	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	972.6[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	20 [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

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

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

$$P = XF_r + YF_a = 972.6 \tag{3.3}$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 11280.1546[N] \tag{3.4}$$

軸受け 1 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。

$$\text{寿命時間 } L_h = 500 {f_n}^p (C_r/P)^p \tag{3.5}$$
$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 1300} \times (12500/972.6)^3 \tag{3.6}$$
$$= 27126.523 \geq 20000 \tag{3.7}$$
$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/p} = \left(\frac{27126.523}{500}\right)^{1/3} = 3.786 \tag{3.8}$$

静荷重の確認

$$0.6F_r + 0.5F_a = 0.6 \times 972.6 + 0.5 \times 0 = 486.3 \leq F_r \tag{3.9}$$
$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 972.6 \tag{3.10}$$
$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{7400}{972.6} \geq 1 \tag{3.11}$$

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	1784.21[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: NSK6013

名称	記号	値
内径	d	65 [mm]
外径	D	100 [mm]
基本動定格荷重	C_r	30500
基本静定格荷重	C_{0r}	25200
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	15.8

軸受け 2 検討

X=0.56,Y=1.00 とする。

$$\text{寿命係数}\ f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500}\right)^{1/3} = 3.420 \tag{3.12}$$

$$\text{速度係数}\ f_n = \left(\frac{100}{3n}\right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3\times 1300}\right)^{1/3} = 0.29488 \tag{3.13}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{972.87}{1784.21} = 0.5453(\geq 0.44) \tag{3.14}$$

$$P = XF_r + YF_a = 0.56\times 1784.21 + 1.00\times 972.87 = 1972.0276 \tag{3.15}$$

$$C = \frac{f_h}{f_n}\times P = 11.59794\times 1972.0276 = 22941.045[N] \tag{3.16}$$

軸受け 2 再検討

$$
\begin{aligned}
\text{寿命時間 } L_h &= 500{f_n}^p(C_r/P)^p && (3.17)\\
&= 500 \times \frac{100}{3 \times 1300} \times (30500/1972.0276)^3 && (3.18)\\
&= 47431.4 \geq 20000 && (3.19)
\end{aligned}
$$

X=0.56,Y=1.77 とする。

$$
\begin{aligned}
P &= XF_r + YF_a = 0.56 \times 1784.21 + 1.77 \times 972.87 = 2721.14 && (3.20)\\
\text{寿命時間 } L_h &= 500{f_n}^p(C_r/P)^p && (3.21)\\
&= 500 \times \frac{100}{3 \times 1300} \times (30500/2721.14)^3 && (3.22)\\
&= 138194.90 \geq 20000 && (3.23)\\
\text{寿命係数 } f_h &= \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/p} = \left(\frac{138194.90}{500}\right)^{1/3} = 6.514 && (3.24)
\end{aligned}
$$

静荷重の確認

$$
\begin{aligned}
P_0 &= 0.6F_r + 0.5F_a && (3.25)\\
&= 0.6 \times 1784.21 + 0.5 \times 972.87 = 1556.961 \leq F_r && (3.26)\\
\text{よって、静等価荷重 } P_0 &= F_r = 1784.21 && (3.27)\\
f_s &= \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{44500}{1784.21} \geq 1 && (3.28)
\end{aligned}
$$

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	6970.86[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	30 [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

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500}\right)^{1/3} = 3.420 \tag{3.29}$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n}\right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 328.5714}\right)^{1/3} = 0.4664 \tag{3.30}$$

$$P = XF_r + YF_a = 6970.86 \tag{3.31}$$

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

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。

$$\begin{aligned}
\text{寿命時間 } L_h &= 500{f_n}^p(C_r/P)^p && (3.33)\\
&= 500 \times \frac{100}{3 \times 328.5714} \times (53000/6970.86)^3 && (3.34)\\
&= 22293.975 \geq 20000 && (3.35)\\
\text{寿命係数 } f_h &= \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/p} = \left(\frac{22293.975}{500}\right)^{1/3} = 3.546 && (3.36)
\end{aligned}$$

静荷重の確認

$$0.6F_r + 0.5F_a = 0.6 \times 6970.86 + 0.5 \times 0 = 4182.516 \leq F_r \quad (3.37)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 6970.86 \quad (3.38)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{32000}{6970.86} \geq 1 \quad (3.39)$$

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	4477[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	26 [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

X=0.56,Y=1.00 とする。

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

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

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1978.13}{4477} = 0.4418(\geq 0.44) \tag{3.42}$$

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 4477 + 1.00 \times 1978.13 = 4485.25 \tag{3.43}$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 7.33276 \times 4485.25 = 32889.26[N] \tag{3.44}$$

軸受け 4 再検討

$$\begin{aligned}
\text{寿命時間}\ L_h &= 500{f_n}^p(C_r/P)^p && (3.45)\\
&= 500\times\frac{100}{3\times 328.5714}\times(53000/4485.25)^3 && (3.46)\\
&= 83692.52 \geq 20000 && (3.47)
\end{aligned}$$

X=0.56,Y=1.71 とする。

$$\begin{aligned}
P &= XF_r + YF_a = 0.56\times 4477 + 1.71\times 1978.13 = 5889.72 && (3.48)\\
\text{寿命時間}\ L_h &= 500{f_n}^p(C_r/P)^p && (3.49)\\
&= 500\times\frac{100}{3\times 328.5714}\times(40500/5889.27)^3 && (3.50)\\
&= 36971.09 \geq 20000 && (3.51)\\
\text{寿命係数}\ f_h &= \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/p} = \left(\frac{36971.09}{500}\right)^{1/3} = 4.197 && (3.52)
\end{aligned}$$

静荷重の確認

$$\begin{aligned}
P_0 &= 0.6F_r + 0.5F_a && (3.53)\\
&= 0.6\times 4477 + 0.5\times 1978.13 = 3675.265 \leq F_r && (3.54)\\
\text{よって、静等価荷重}\ P_0 &= F_r = 4477 && (3.55)\\
f_s &= \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{32000}{4477} \geq 1 && (3.56)
\end{aligned}$$

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	5255.86[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: NSK6018

名称	記号	値
内径	d	90 [mm]
外径	D	140 [mm]
基本動定格荷重	C_r	58000
基本静定格荷重	C_{0r}	50000
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 5 検討

X=0.56,Y=1.00 とする。

$$\text{寿命係数}\ f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500}\right)^{1/3} = 3.420 \tag{3.57}$$

$$\text{速度係数}\ f_n = \left(\frac{100}{3n}\right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 108.0235}\right)^{1/3} = 0.67575 \tag{3.58}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2986}{5255.86} = 0.568(\geq 0.44) \tag{3.59}$$

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 5255.86 + 1.00 \times 2951 = 5894.2816 \tag{3.60}$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 5.0610 \times 5894.2816 = 29830.959[N] \tag{3.61}$$

軸受け 5 再検討

$$
\begin{aligned}
\text{寿命時間 } L_h &= 500{f_n}^p(C_r/P)^p && (3.62)\\
&= 500 \times \frac{100}{3 \times 108.0235} \times (147022.60/5894.2816)^3 && (3.63)\\
&= 147022.60 \geq 20000 && (3.64)
\end{aligned}
$$

X=0.56,Y=1.45 とする。

$$
\begin{aligned}
P &= XF_r + YF_a = 0.56 \times 5255.86 + 1.71 \times 2951 = 7989.49 && (3.65)\\
\text{寿命時間 } L_h &= 500{f_n}^p(C_r/P)^p && (3.66)\\
&= 500 \times \frac{100}{3 \times 108.0235} \times (58000/7989.49)^3 && (3.67)\\
&= 59027.90 \geq 20000 && (3.68)\\
\text{寿命係数 } f_h &= \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/p} = \left(\frac{59027.90}{500}\right)^{1/3} = 4.9056 && (3.69)
\end{aligned}
$$

静荷重の確認

$$
\begin{aligned}
P_0 &= 0.6F_r + 0.5F_a && (3.70)\\
&= 0.6 \times 5255.86 + 0.5 \times 2951 = 4629.016 \leq F_r && (3.71)\\
\text{よって、静等価荷重 } P_0 &= F_r = 5255.86 && (3.72)\\
f_s &= \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{50000}{5255.86} \geq 1 && (3.73)
\end{aligned}
$$

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	4479.24[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	33 [mm]
軸受け種類	p(玉軸受け)	3[·]

表 3.13: NSK6310

名称	記号	値
内径	d	50 [mm]
外径	D	110 [mm]
基本動定格荷重	C_r	62000
基本静定格荷重	C_{0r}	38500
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	13.2

軸受け 6 検討

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500}\right)^{1/3} = 3.420 \tag{3.74}$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n}\right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 108.0235}\right)^{1/3} = 0.67575 \tag{3.75}$$

$$P = XF_r + YF_a = 4479.24 \tag{3.76}$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 22669.62752[N] \tag{3.77}$$

軸受け 6 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。

$$\begin{aligned}\text{寿命時間 } L_h &= 500{f_n}^p(C_r/P)^p && (3.78)\\ &= 500\times\frac{100}{3\times 108.0235}\times(62000/4479.24)^3 && (3.79)\\ &= 30257.740 \geq 20000 && (3.80)\\ \text{寿命係数 } f_h &= \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/p} = \left(\frac{30257.74}{500}\right)^{1/3} = 3.926 && (3.81)\end{aligned}$$

静荷重の確認

$$0.6F_r + 0.5F_a = 0.6\times 4479.24 + 0.5\times 0 = 2687.544 \leq F_r \tag{3.82}$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 4479.24 \tag{3.83}$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{38500}{4479.24} \geq 1 \tag{3.84}$$

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:AA213600

メーカー	NOK
型式	TCJ
内径	25
外形	45
厚さ	11
材質	ニトリルゴム+PTFE 焼付

3.3.2 軸受け 5 側オイルシール

表 3.15: 商品コード：AA213607

商品コード	AA213607
メーカーコード	GJ2651-P0
メーカー	NOK
型式	TCJ
内径 (mm)	45
外径 (mm)	62
厚さ (mm)	9
材質	ニトリルゴム+PTFE 焼付

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。

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

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。

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

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

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

2. Q:歯車箱内での発熱量 [kcal/h]

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

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 $(kcal/(m^2 hK))$

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