

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 7 月 21 日

第1章 歯車設計編

与えられたデータを以下に示す.

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

1.1 手順 A: 歯数仮定 $Z_1 Z_2 Z_3 Z_4$

以下の式より, u_1, u_2 を算出する.

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

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

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

表 1.2: 歯数の仮定

Z_1	21
Z_2	83
Z_3	24
Z_4	74

1.2 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

1.3 手順 C: 歯幅 b の仮定

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

モジュールが決定したので, 以下のものが決定される

表 1.3: 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	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	41	53.197	40.920
Z_3 と Z_4	4.5	58	59.846	46.036

1.4 手順 D: σ_F の算出

歯元曲げ応力の式を以下に示す.

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

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

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

- $\alpha_t = 0.371738799 [\text{radian}]$
- $Y = 2.56$
- $Y_\epsilon = 1.0$
- $K_A = 1.25$
- $K_\delta = 1.0$
- $K_V = 1.2$
- $K_\beta = 1.5$

表 1.5: $d_{a,b}$ の算出 $[\text{mm}]$

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	89.976	97.976	83.831
2	351.335	359.335	327.338
3	110.864	119.864	103.291
4	356.691	365.691	332.328

上の条件により,

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

同様の計算により, 以下の値が算出される.

表 1.6: σ_F の算出 [kgfmm]

歯車 No.	σ_F	安全率 S_F
1	10.839	2.445
2	8.588	2.970
3	26.226	1.247
4	21.719	1.477

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

1.5 手順 G: 歯車材選定

1.5.1 歯車 1 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) $912.0 [\text{N/mm}^2]$
- 曲げ強さ $\sigma_{Flim} = 255.9 [\text{N/mm}^2]$
- 歯面強さ $\sigma_{Hlim} 6686.5 [\text{N/mm}^2]$

1.5.2 歯車 2 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) $853.2 [\text{N/mm}^2]$
- 曲げ強さ $\sigma_{Flim} = 255.0 [\text{N/mm}^2]$
- 歯面強さ $\sigma_{Hlim} 657.0 [\text{N/mm}^2]$

1.5.3 歯車 3 の材料

炭素鋼 (焼入焼戻し)

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

1.5.4 歯車 4 の材料

炭素鋼 (焼入焼戻し)

- 硬さ $H_B = 270, H_V = 284$
- 引張り強さ (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.

1.6 手順 E: σ_H の算出

σ_H を算出するには, 以下の式を用いる.

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

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

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

表 1.7: σ_H の算出 [kgf/mm]

歯車 No.	$\sigma_H[N/mm^2]$	安全率 S_H
1	469.5756	1.4619
2	469.5756	1.3991
3	645.9699	1.0627
4	645.9699	1.0170

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

1.7 手順 N

1.7.1 バックラッシの計算

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

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

この計算式によって計算すると、次の計算結果が算出される。

表 1.8: バックラッシの計算結果

歯車番号	最大値 (μm)	最小値 (μm)	ω	合計値 (max)	合計値 (min)
1	257.943	72.660	7.266	171.072	607.306
2	349.364	98.412	9.841		
3	281.764	79.370	7.937	181.620	644.753
4	362.988	102.250	10.225		

1.7.2 中心間距離寸法公差の計算

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

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

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

表 1.9: 中心間距離寸法公差の計算結果

段	$\omega_c(\mu m)$	$\Delta a(\mu m)$
12(1 段目)	2.940	47.039
34(2 段目)	3.006	48.094

1.7.3 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	-153.951	-590.185
34	-164.115	-627.248

1.7.4 またぎ歯厚

またぎ歯厚 $W(\text{mm})$ は次式で計算する.

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

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

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

表 1.11: またぎ歯厚計算結果

歯車番号	Z	Zm	m	W(max)[mm]	W(min)[mm]
1	21	3	4	34.575	34.192
2	83	12	4	136.669	137.052
3	24	4	4.5	44.483	44.077
4	74	10	4.5	137.456	137.050

1.8 簡易平面図

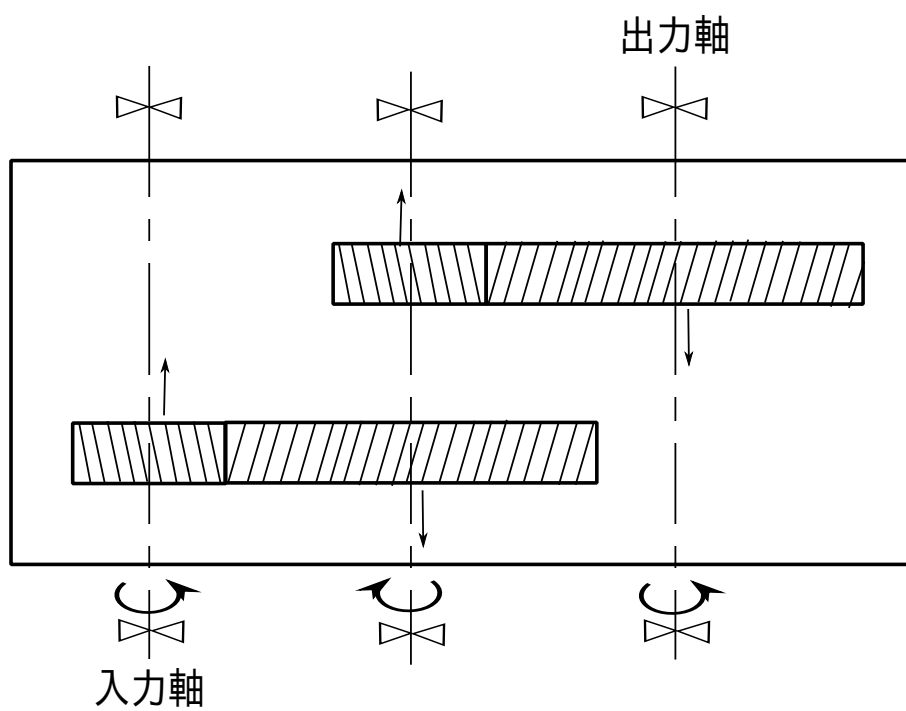


図 1.1: 簡易平面図

第2章 軸設計書

2.1 歯車周速

ピッチ円周上における歯車の速度を以下のようにして求めた.

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

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

2.2 動力と接線力の関係

動力と接線力には次の関係が有る.

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

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

以上より, 接線力は以下のように算出できる.

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

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

2.3 スラスト荷重とラジアル荷重の算出

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

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

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

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

よって,

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

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

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

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

2.4 スパンの決定

2.4.1 湯浴式潤滑法

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

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

2.4.2 最大値と最小値の計算

この式を用いて最大値と最小値を計算する

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

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

ここで第3歯車を固定し, 相対的な速度が潤滑に影響するパラメータであると考えると, 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,

$$C_1 = 24, C_2 = 20, C_3 = 15$$

ここでギヤボックスの幅を 40mm とすると, 軸の長さが計算できる.

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

$$= 24 + 20 + 15 + 45 + 65 + 40 \times 2 \quad (2.21)$$

$$= 249 \quad (2.22)$$

よって, スパン長が決定する.

$$a_1 = \frac{40}{2} + 15 + \frac{65}{2} = 67.5 \quad (2.23)$$

$$a_2 = \frac{65}{2} + 20 + \frac{45}{2} = 75 \quad (2.24)$$

$$a_3 = \frac{45}{2} + 24 + \frac{40}{2} = 66.5 \quad (2.25)$$

2.5 軸に作用する力の算出

2.5.1 入力軸

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

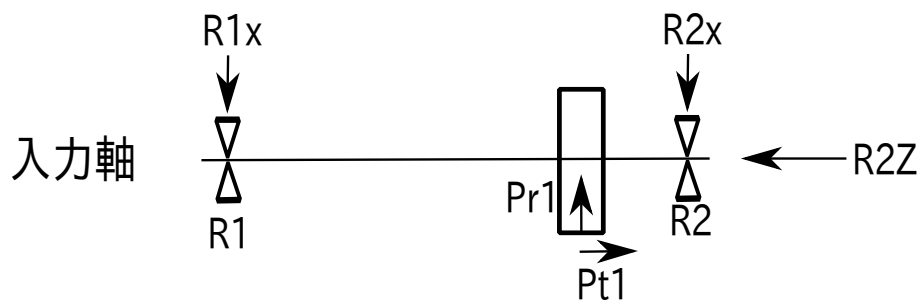


図 2.1: 入力軸モデル (xz 成分)

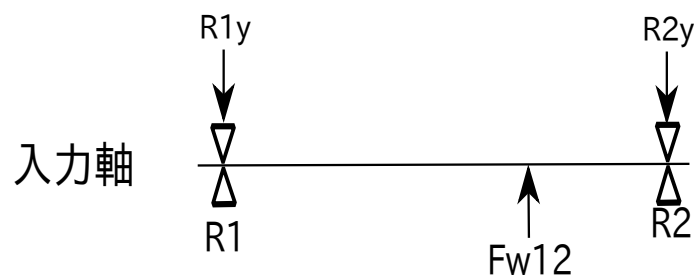


図 2.2: 入力軸モデル (y 成分)

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

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

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

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

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

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

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{1x} = 85.030$
- $R_{1y} = 806.401$
- $R_{2x} = 903.040$
- $R_{2y} = 1728.000$
- $R_{2z} = 972.870$

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.

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

$$= \sqrt{85.030^2 + 806.401^2} = 810.871 \quad (2.32)$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} \quad (2.33)$$

$$= \sqrt{903.040^2 + 1728.000^2} = 1949.735 \quad (2.34)$$

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

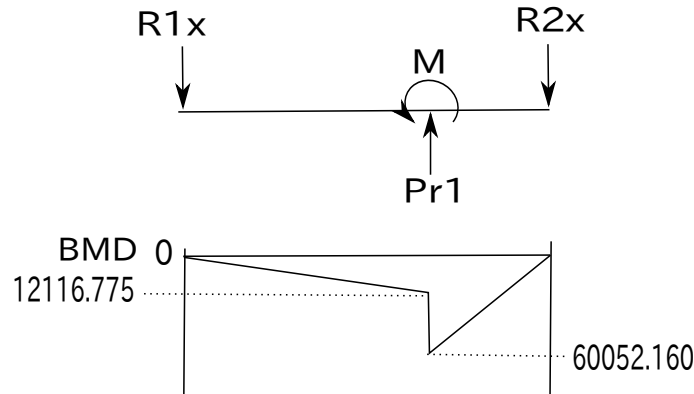


図 2.3: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

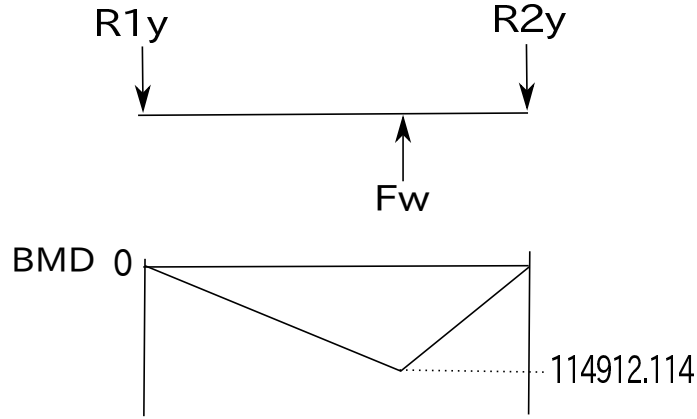


図 2.4: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

$$M_{1x} = R_{1y} \times (a_1 + a_2) = 114912.114 \quad (2.35)$$

$$M_{2x} = R_{2y} \times a_3 = 114912.114 \quad (2.36)$$

$$M_{1y} = R_{1x} \times (a_1 + a_2) = 12116.775 \quad (2.37)$$

$$M_{2y} = R_{2x} \times a_3 = 60052.160 \quad (2.38)$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{1x}^2 + M_{1y}^2} \quad (2.39)$$

$$= \sqrt{114912.114^2 + 12116.775^2} = 115549.168 \quad (2.40)$$

$$M_{2max} = \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} \quad (2.41)$$

$$= \sqrt{114912.114^2 + 60052.160^2} = 129657.355 \quad (2.42)$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \quad (2.43)$$

$$T_2 = \frac{d_1}{2} \times Fw_{12} \quad (2.44)$$

$$= \frac{98.545}{2} \times 2534.4008 = 124877.531 \quad (2.45)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \quad (2.46)$$

$$T_{z2} = R_{2z} = P_{t1} = 972.870 \quad (2.47)$$

逆回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : P_{r1} - R_{1x} - R_{2x} = 0 \quad (2.48)$$

$$y \text{ 成分} : Fw_{12} - R_{1y} - R_{2y} = 0 \quad (2.49)$$

$$z \text{ 成分} : P_{t1} - R_{2z} = 0 \quad (2.50)$$

$$y \text{ 軸, } R_1 \text{ 回りのモーメント} : (a_1 + a_2)P_{r1} - \frac{d_1}{2}P_{t1} - (a_1 + a_2 + a_3)R_{2x} \quad (2.51)$$

$$x \text{ 軸, } R_1 \text{ 回りのモーメント} : (a_1 + a_2)Fw_{12} - (a_1 + a_2 + a_3)R_{2y} \quad (2.52)$$

この方程式を解くことで, 次の結果を得る.

- $R_{1x} = 543.746$
- $R_{1y} = 806.401$
- $R_{2x} = 444.324$
- $R_{2y} = 1728.000$
- $R_{2z} = -972.870$

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.

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} \quad (2.53)$$

$$= \sqrt{543.746^2 + 806.401^2} = 972.595 \quad (2.54)$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} \quad (2.55)$$

$$= \sqrt{444.324^2 + 1728.000^2} = 1784.211 \quad (2.56)$$

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

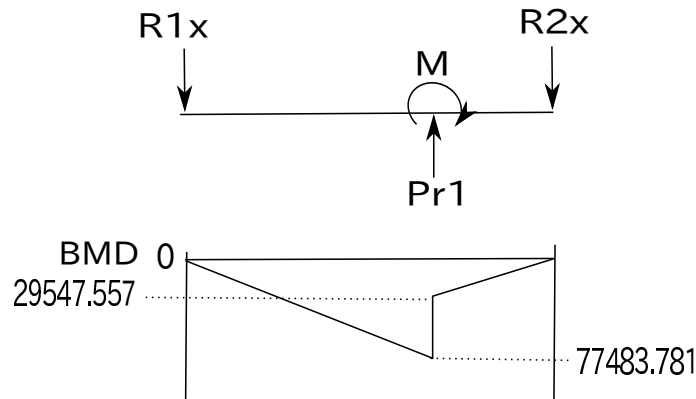


図 2.5: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

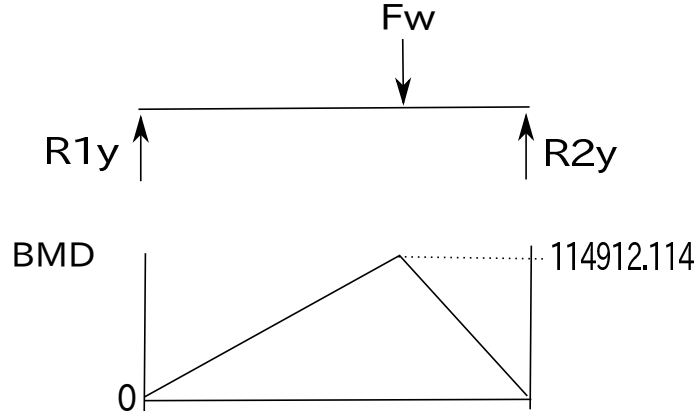


図 2.6: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

$$M_{1x} = R_{1y} \times (a_1 + a_2) = 114912.114 \quad (2.57)$$

$$M_{2x} = R_{2y} \times a_3 = 114912.114 \quad (2.58)$$

$$M_{1y} = R_{1x} \times (a_1 + a_2) = 77483.781 \quad (2.59)$$

$$M_{2y} = R_{2x} \times a_3 = 29547.557 \quad (2.60)$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{1x}^2 + M_{1y}^2} \quad (2.61)$$

$$= \sqrt{114912.114^2 + 77483.781^2} = 138594.747 \quad (2.62)$$

$$M_{2max} = \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} \quad (2.63)$$

$$= \sqrt{114912.114^2 + 29547.557^2} = 118650.014 \quad (2.64)$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \quad (2.65)$$

$$T_2 = \frac{d_1}{2} \times Fw_{12} \quad (2.66)$$

$$= \frac{98.545}{2} \times 2534.4008 = 124877.531 \quad (2.67)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \quad (2.68)$$

$$T_{z2} = R_{2z} = P_{t1} = 972.870 \quad (2.69)$$

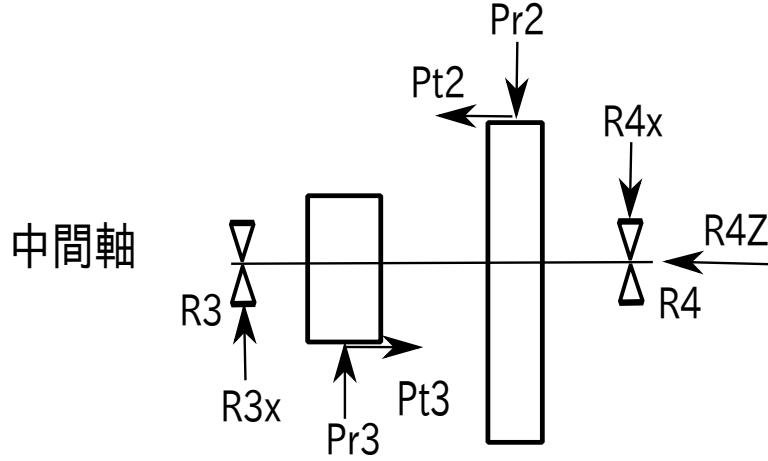


図 2.7: 中間軸モデル

2.5.2 中間軸

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : P_{r3} - P_{r2} + R_{3x} - R_{4x} = 0 \quad (2.70)$$

$$y \text{ 成分} : -Fw_{12} - Fw_{34} + R_{3y} + R_{4y} = 0 \quad (2.71)$$

$$z \text{ 成分} : -P_{t2} + P_{t3} + R_{4z} = 0 \quad (2.72)$$

$$y \text{ 軸, } R_3 \text{ 回りのモーメント} : a_1 P_{r3} - (a_1 + a_2) P_{r2} - (a_1 + a_2 + a_3) R_{4x} - \frac{d_3}{2} P_{t3} - \frac{d_2}{2} P_{t2} \quad (2.73)$$

$$x \text{ 軸, } R_3 \text{ 回りのモーメント} : -a_1 Fw_{34} - (a_1 + a_2) Fw_{12} + (a_1 + a_2 + a_3) F_{4y} \quad (2.74)$$

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.

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} \quad (2.75)$$

$$= \sqrt{100.142^2 + 6011.182^2} = 6012.016 \quad (2.76)$$

$$R_4 = \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} \quad (2.77)$$

$$= \sqrt{2109.198^2 + 4210.847^2} = 4709.559 \quad (2.78)$$

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

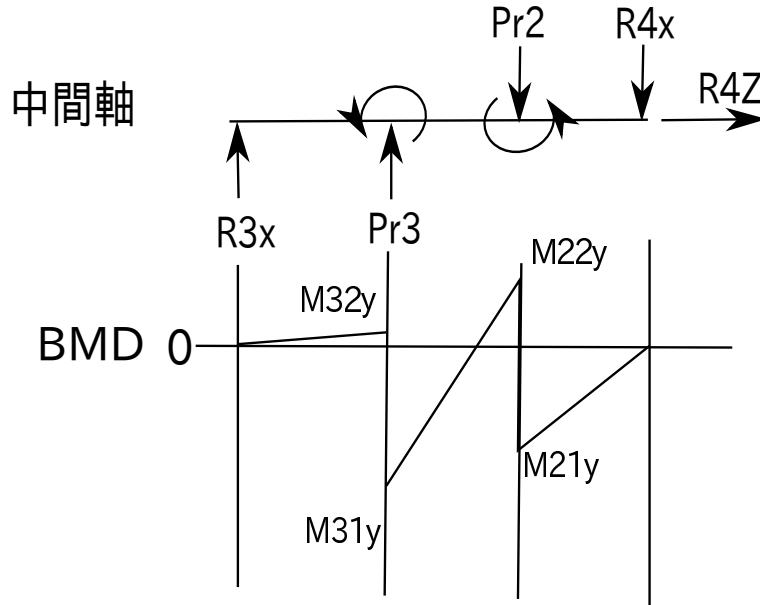


図 2.8: 中間軸 y 軸基準

$$M_{3x} = R_{3y} \times a_1 = -405754.796 \quad (2.79)$$

$$M_{4x} = R_{4y} \times (a_2 + a_3) = -280021.328 \quad (2.80)$$

$$M_{31y} = R_{3x} \times a_1 = 6759.573 \quad (2.81)$$

$$M_{32y} = M_{31y} + P_t \frac{d_3}{2} = -182897.361 \quad (2.82)$$

$$M_{21y} = M_{22y} + P_t \frac{d_2}{2} = 49397.762 \quad (2.83)$$

$$M_{22y} = R_{4x} \times a_3 = -140261.688 \quad (2.84)$$

以上より, 最大モーメントの組み合わせは,

$$\sqrt{M_{x3}^2 + M_{32y}^2} = 445071.229 \quad (2.85)$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_3 = 0 \quad (2.86)$$

$$T_4 = \frac{d_3}{2} \times Fw_{34} \quad (2.87)$$

$$= \frac{128.5374}{2} \times 7687.628 = 494073.883 \quad (2.88)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z3} = -1978.130 \quad (2.89)$$

$$T_{z4} = R_{4z} = 1978.130 \quad (2.90)$$

中間軸

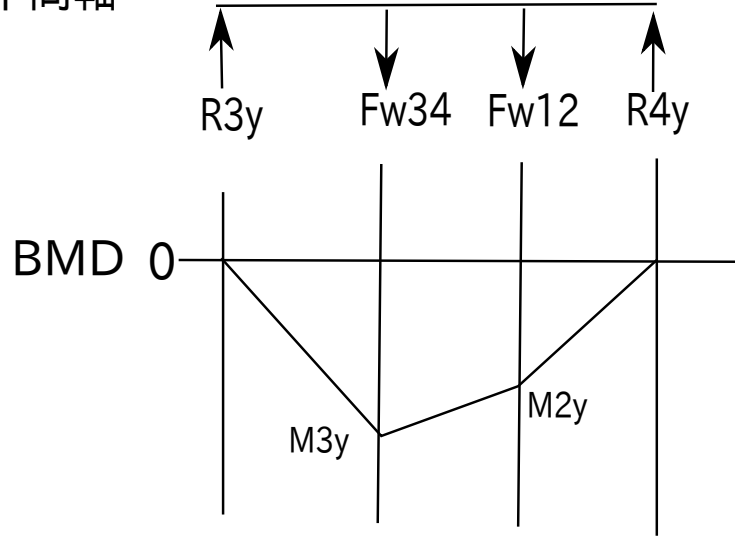


図 2.9: 中間軸 x 軸基準

逆回転の場合

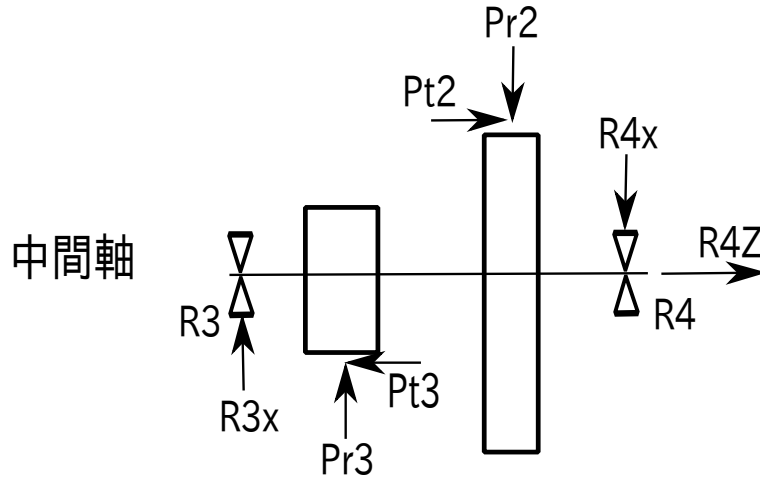


図 2.10: 中間軸モデル

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : P_{r3} - P_{r2} + R_{3x} - R_{4x} = 0 \quad (2.91)$$

$$y \text{ 成分} : -Fw_{12} - Fw_{34} + R_{3y} + R_{4y} = 0 \quad (2.92)$$

$$z \text{ 成分} : P_{t2} - P_{t3} + R_{4z} = 0 \quad (2.93)$$

$$y \text{ 軸, } R_3 \text{ 回りのモーメント} : a_1 P_{r3} - (a_1 + a_2) P_{r2} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{4x} + \frac{d_3}{2} P_{t3} + \frac{d_2}{2} P_{t2} \quad (2.94)$$

$$x \text{ 軸, } R_3 \text{ 回りのモーメント} : a_1 Fw_{34} + (a_1 + a_2) Fw_{12} - (a_1 + a_2 + a_3) F_{4y} \quad (2.95)$$

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.

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} \quad (2.96)$$

$$= \sqrt{3529.680^2 + 6011.182^2} = 6970.865 \quad (2.97)$$

$$R_4 = \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} \quad (2.98)$$

$$= \sqrt{1520.624^2 + 4210.847^2} = 4477.000 \quad (2.99)$$

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.

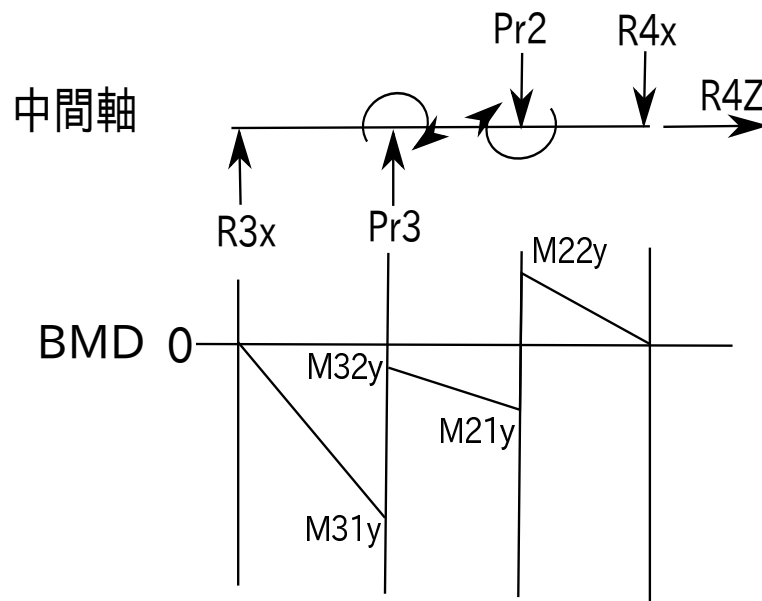


図 2.11: 中間軸 y 軸基準

中間軸

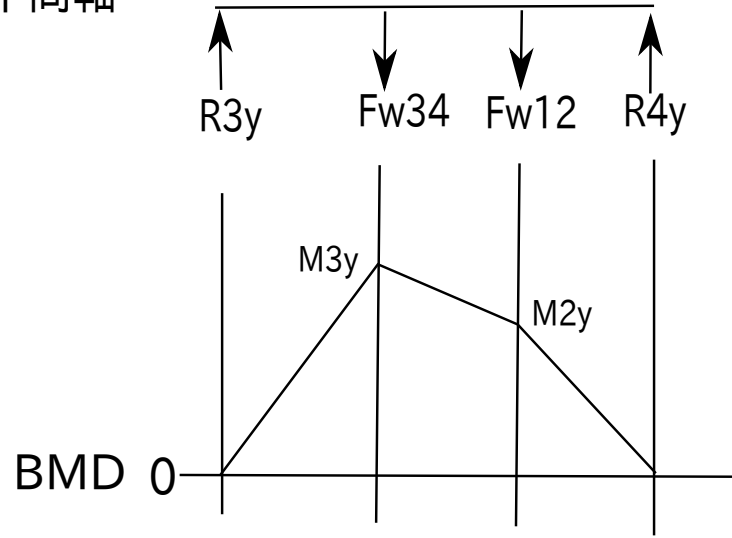


図 2.12: 中間軸 x 軸基準

$$M_{3x} = R_{3y} \times a_1 = 405754.796 \quad (2.100)$$

$$M_{4x} = R_{4y} \times (a_2 + a_3) = 280021.328 \quad (2.101)$$

$$M_{31y} = R_{3x} \times a_1 = -238253.403 \quad (2.102)$$

$$M_{32y} = M_{31y} + P_t \frac{d_3}{2} = -48596.496 \quad (2.103)$$

$$M_{21y} = M_{22y} + P_t \frac{d_2}{2} = 88537.984 \quad (2.104)$$

$$M_{22y} = R_{4x} \times a_3 = 101121.465 \quad (2.105)$$

以上より, 最大モーメントの組み合わせは,

$$\sqrt{M_{x3}^2 + M_{31y}^2} = 470533.355 \quad (2.106)$$

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_3 = 0 \quad (2.107)$$

$$T_4 = \frac{d_3}{2} \times Fw_{34} \quad (2.108)$$

$$= \frac{128.5374}{2} \times 7687.628 = 494073.883 \quad (2.109)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z3} = -1978.130 \quad (2.110)$$

$$T_{z4} = R_{4z} = 1978.130 \quad (2.111)$$

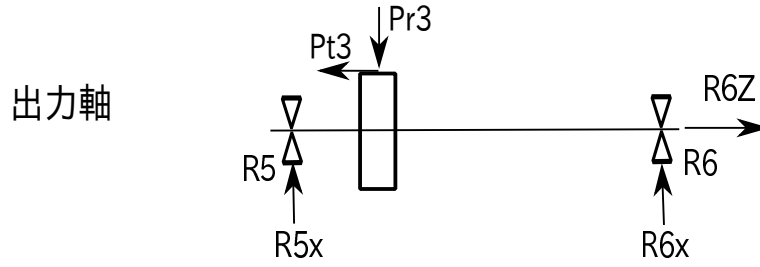


図 2.13: 出力軸モデル (xz 成分)

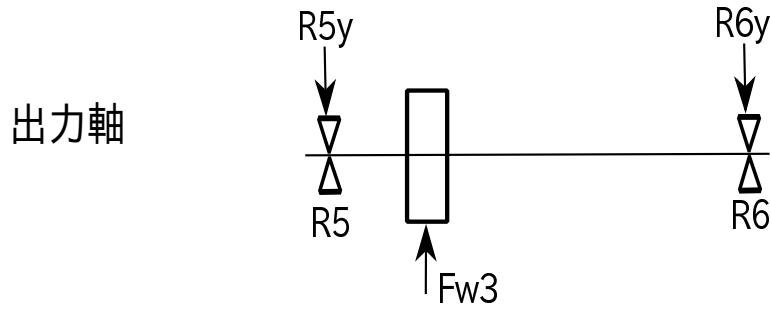


図 2.14: 出力軸モデル (y 成分)

2.5.3 出力軸

正回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : -P_{r3} + R_{5x} + R_{6x} = 0 \quad (2.112)$$

$$y \text{ 成分} : Fw_{34} - R_{5y} - R_{6y} = 0 \quad (2.113)$$

$$z \text{ 成分} : -P_{t3} + R_{6z} = 0 \quad (2.114)$$

$$y \text{ 軸, } R_5 \text{ 回りのモーメント} : -a_1 P_{r3} + \frac{d_4}{2} P_{t3} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{6x} \quad (2.115)$$

$$x \text{ 軸, } R_5 \text{ 回りのモーメント} : a_1 Fw_{34} - (a_1 + a_2 + a_3) R_{6y} \quad (2.116)$$

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.

$$R_5 = \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} \quad (2.117)$$

$$= \sqrt{4789.314^2 + 5204.782^2} = 7072.996 \quad (2.118)$$

$$R_6 = \sqrt{R_{6x}^2 + R_{6y}^2} \quad (2.119)$$

$$= \sqrt{-1792.187^2 + 2482.846^2} = 3062.101 \quad (2.120)$$

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.

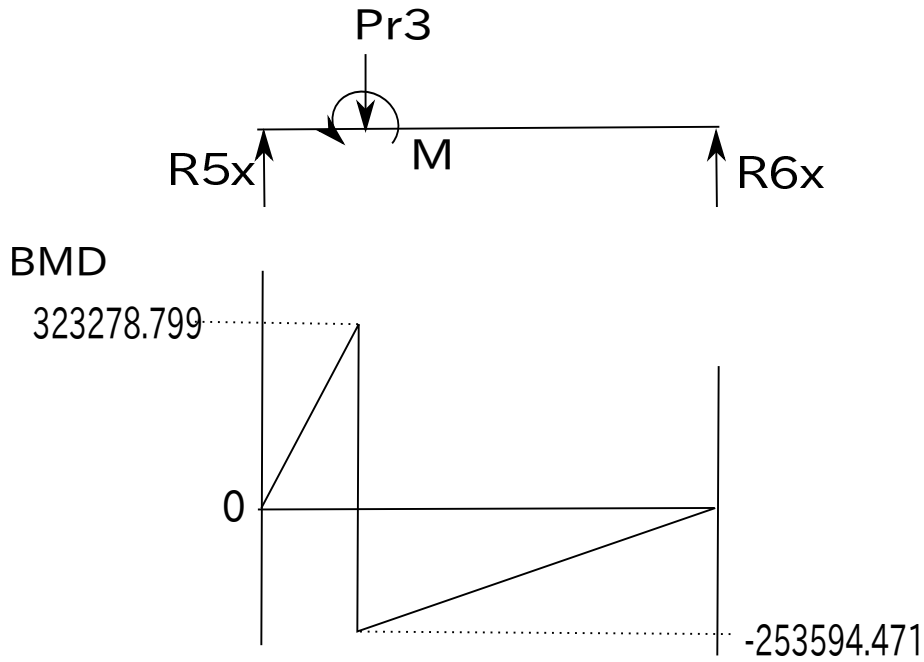


図 2.15: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

$$M_{5x} = R_{5y} \times a_1 = 351322.779 \quad (2.121)$$

$$M_{6x} = R_{6y} \times (a_2 + a_3) = 351322.779 \quad (2.122)$$

$$M_{5y} = R_{5x} \times a_1 = 323278.666 \quad (2.123)$$

$$M_{6y} = R_{6x} \times (a_2 + a_3) = -253594.471 \quad (2.124)$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{5x}^2 + M_{5y}^2} \quad (2.125)$$

$$= \sqrt{351322.779^2 + (323278.666)^2} = 477427.262 \quad (2.126)$$

$$M_{2max} = \sqrt{M_{6x}^2 + M_{6y}^2} \quad (2.127)$$

$$= \sqrt{351322.779^2 + (-253594.471)^2} = 433287.261 \quad (2.128)$$

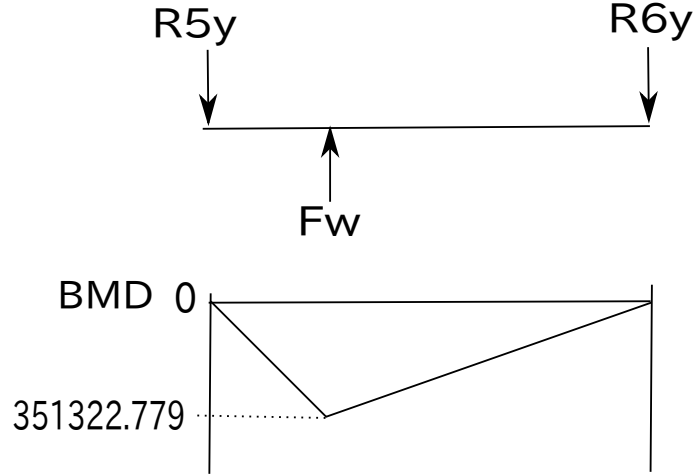


図 2.16: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \quad (2.129)$$

$$T_2 = \frac{d_4}{2} \times Fw_{34} \quad (2.130)$$

$$= \frac{390.9679}{2} \times 7687.628 = 1502807.966 \quad (2.131)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト 力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \quad (2.132)$$

$$T_{z2} = R_{6z} = P_{t3} = 2951.000 \quad (2.133)$$

逆回転の場合

釣り合いの式を以下に示す.

$$x \text{ 成分} : -P_{r3} + R_{5x} + R_{6x} = 0 \quad (2.134)$$

$$y \text{ 成分} : Fw_{34} - R_{5y} - R_{6y} = 0 \quad (2.135)$$

$$z \text{ 成分} : -P_{t3} + R_{5z} = 0 \quad (2.136)$$

$$y \text{ 軸, } R_5 \text{ 回りのモーメント} : -a_1 P_{r3} + \frac{d_4}{2} P_{t3} + (a_1 + a_2 + a_3) R_{6x} \quad (2.137)$$

$$x \text{ 軸, } R_5 \text{ 回りのモーメント} : a_1 Fw_{34} - (a_1 + a_2 + a_3) R_{6y} \quad (2.138)$$

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.

$$R_5 = \sqrt{R_{5x}^2 + R_{5y}^2} \quad (2.139)$$

$$= \sqrt{731.004^2 + (-5204.782)^2} = 5255.865 \quad (2.140)$$

$$R_6 = \sqrt{R_{6x}^2 + R_{6y}^2} \quad (2.141)$$

$$= \sqrt{(-3728.130)^2 + (-2482.846)^2} = 4479.228 \quad (2.142)$$

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.

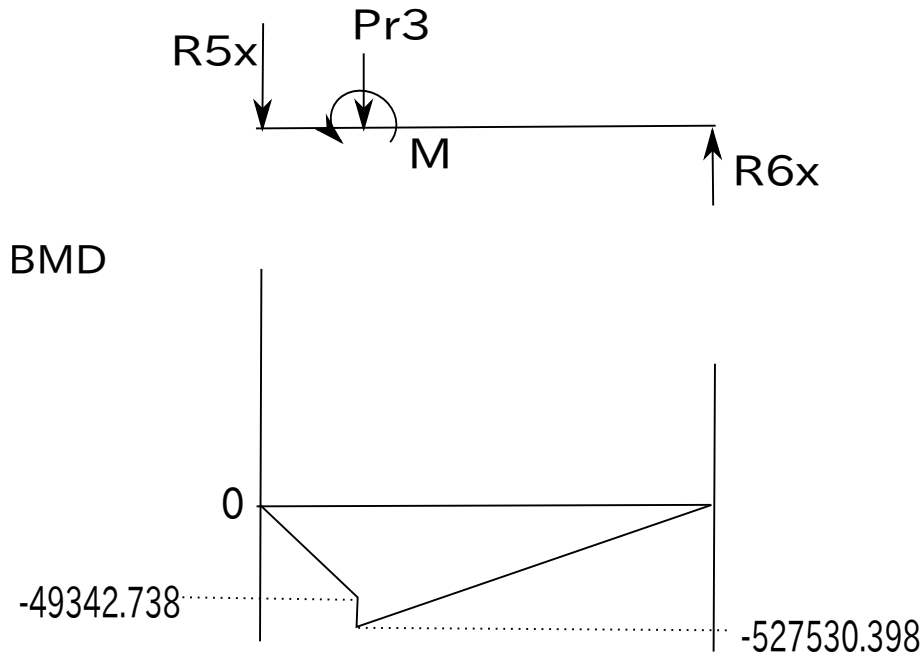


図 2.17: 入力軸モデル (x 成分 BMD)

$$M_{5x} = R_{5y} \times a_1 = 351322.779 \quad (2.143)$$

$$M_{6x} = R_{6y} \times (a_2 + a_3) = 351322.779 \quad (2.144)$$

$$M_{5y} = R_{5x} \times a_1 = 49342.738 \quad (2.145)$$

$$M_{6y} = R_{6x} \times (a_2 + a_3) = -527530.398 \quad (2.146)$$

最大曲げモーメントを算出する.

$$M_{1max} = \sqrt{M_{5x}^2 + M_{5y}^2} \quad (2.147)$$

$$= \sqrt{351322.779^2 + (49342.738)^2} = 354770.913 \quad (2.148)$$

$$M_{2max} = \sqrt{M_{6x}^2 + M_{6y}^2} \quad (2.149)$$

$$= \sqrt{351322.779^2 + (-527530.398)^2} = 633810.710 \quad (2.150)$$

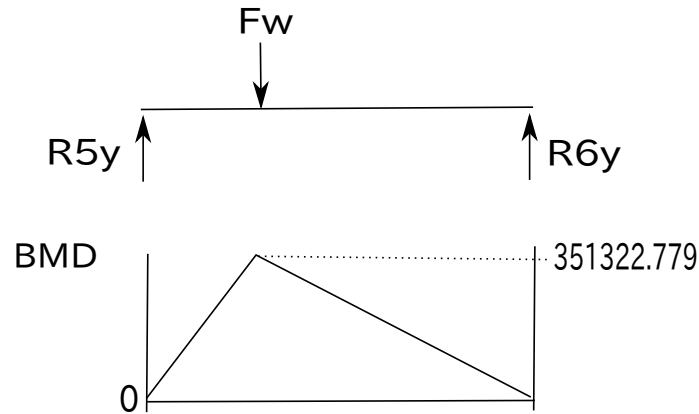


図 2.18: 入力軸モデル (y 成分 BMD)

軸に作用するねじりモーメントを求める

$$T_1 = 0 \quad (2.151)$$

$$T_2 = \frac{d_4}{2} \times Fw_{34} \quad (2.152)$$

$$= \frac{390.9679}{2} \times 7687.628 = 1502807.966 \quad (2.153)$$

軸に作用する荷重 (軸力:スラスト力) を求める.

$$T_{z1} = 0 \quad (2.154)$$

$$T_{z2} = R_{6z} = P_{t3} = 2951.000 \quad (2.155)$$

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。

$$\text{最大せん断応力の場合 } \tau_{al} = 0.18 \times \sigma_{UTS} \quad (2.156)$$

$$= 0.18 \times 755.1 = 135.92 [MPa] \quad (2.157)$$

$$\text{最大主応力の場合 } \tau_{al} = 0.36 \times \sigma_{UTS} \quad (2.158)$$

$$= 0.36 \times 755.1 = 271.84 [MPa] \quad (2.159)$$

動的効果係数

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

2.6.2 破壊条件に基づく軸径

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

$$\tau_{al} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(M + \frac{d}{8}P)^2 + T^2} \quad (2.160)$$

軸径 d について解くと、

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(M + \frac{d}{8}P)^2 + T^2}} \quad (2.161)$$

動的効果の係数に直すと、

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

軸受け1側の軸(正回転)

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

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.163)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{1.5 \times 115549.168^2}} \quad (2.164)$$

$$= 18.66 [mm] \quad (2.165)$$

軸受け 1 側の軸 (逆回転)

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

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.166)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{1.5 \times 138595.08^2}} \quad (2.167)$$

$$= 19.82[mm] \quad (2.168)$$

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。

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.169)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{(1.5 \times 129657.71 + \frac{20}{8} \times -972.87)^2 + (1.0 \times 124876.26)^2}} \quad (2.170)$$

$$= 20.47 \quad (2.171)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{(1.5 \times 129657.71 + \frac{20.47}{8} \times -972.87)^2 + (1.0 \times 124876.26)^2}} \quad (2.172)$$

$$= 20.47[mm](収束確認) \quad (2.173)$$

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。

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.174)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{(1.5 \times 118650.16 + \frac{20}{8} \times 972.87)^2 + (1.0 \times 124876.26)^2}} \quad (2.175)$$

$$= 20.18 \quad (2.176)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{(1.5 \times 118650.16 + \frac{20.18}{8} \times 972.87)^2 + (1.0 \times 124876.26)^2}} \quad (2.177)$$

$$= 20.18[mm](収束確認) \quad (2.178)$$

軸受け 3 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. ここで $P = 0, T = 0$ を代入した.

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.179)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{1.5 \times 405810.94^2}} \quad (2.180)$$

$$= 28.36[mm] \quad (2.181)$$

軸受け 3 側の軸 (逆回転)

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

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.182)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{1.5 \times 470533.23^2}} \quad (2.183)$$

$$= 29.79[mm] \quad (2.184)$$

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.

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

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 445071.18 + \frac{20}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 494077.63)^2}} \quad (2.186)$$

$$= 34.53 \quad (2.187)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 445071.18 + \frac{34.53}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 494077.63)^2}} \quad (2.188)$$

$$= 34.48[mm] \quad (2.189)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 445071.18 + \frac{34.48}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 494077.63)^2}} \quad (2.190)$$

$$= 34.48[mm](収束確認) \quad (2.191)$$

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。

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.192)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 408654.51 + \frac{20}{8} \times 2951)^2 + (1.0 \times 494077.63)^2}} \quad (2.193)$$

$$= 34.09 \quad (2.194)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 408654.51 + \frac{34.09}{8} \times 2951)^2 + (1.0 \times 494077.63)^2}} \quad (2.195)$$

$$= 34.10[mm](収束確認) \quad (2.196)$$

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。

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.197)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 313185.59 + \frac{20}{8} \times -1978.13)^2}} \quad (2.198)$$

$$= 25.92 \quad (2.199)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 313185.59 + \frac{25.92}{8} \times -1978.13)^2}} \quad (2.200)$$

$$= 25.89[mm] \quad (2.201)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 313185.59 + \frac{34.48}{8} \times -1978.13)^2}} \quad (2.202)$$

$$= 25.89[mm](収束確認) \quad (2.203)$$

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.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2}} \quad (2.204)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 297720.25 + \frac{20}{8} \times 1978.13)^2}} \quad (2.205)$$

$$= 25.67 \quad (2.206)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 297720.25 + \frac{34.09}{8} \times 1978.13)^2}} \quad (2.207)$$

$$= 25.67[mm](収束確認) \quad (2.208)$$

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

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8} P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.209)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 477427.46 + \frac{20}{8} \times 2951)^2 + (1.0 \times 1502808.35)^2}} \quad (2.210)$$

$$= 43.71 \quad (2.211)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 477427.46 + \frac{42.41}{8} \times 2951)^2 + (1.0 \times 1502808.35)^2}} \quad (2.212)$$

$$= 43.71[mm](収束確認) \quad (2.213)$$

$$(2.214)$$

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.

$$d_{12min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{(k_b M + \frac{d}{8}P)^2 + k_t T^2}} \quad (2.215)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 354770.75 + \frac{20}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 1502808.35)^2}} \quad (2.216)$$

$$= 43.01 \quad (2.217)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 0.75 \times 135.92} \sqrt{(1.5 \times 354770.75 + \frac{34.09}{8} \times -2951)^2 + (1.0 \times 1502808.35)^2}} \quad (2.218)$$

$$= 42.98[mm](収束確認) \quad (2.219)$$

軸受け 6 側の軸 (正回転)

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

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.220)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{1.5 \times 433286.99^2}} \quad (2.221)$$

$$= 28.99[mm] \quad (2.222)$$

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.

$$d_{11min} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\tau_{al}} \sqrt{k_b M^2}} \quad (2.223)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 135.92} \sqrt{1.5 \times 633810.96^2}} \quad (2.224)$$

$$= 32.90[mm] \quad (2.225)$$

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.

$$\lambda = \frac{L}{r} \quad (2.226)$$

ここに, L : 部材の長さ, r : 断面回転半径 (2.227)

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.228)$$

ここに, A : 断面積, I : 断面 2 次モーメント とする. 以上より, (2.229)

$$\lambda = \frac{L\sqrt{A}}{\sqrt{I}} \quad (2.230)$$

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.

$$P_k = C \frac{\pi^2}{l^2} EI \quad (2.231)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (2.232)$$

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \quad (2.233)$$

第 2 軸受け側の軸

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

$$= \sqrt[4]{972.87 \times \frac{64 \times 66.5^2}{\pi^3 \times 206000[N/mm^2]}} \quad (2.235)$$

$$= 2.56[mm] \quad (2.236)$$

第 3 軸受けと 第 4 軸受けの間の軸

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

$$= \sqrt[4]{2951 \times \frac{64 \times 75^2}{\pi^3 \times 206000[N/mm^2]}} \quad (2.238)$$

$$= 3.59[mm] \quad (2.239)$$

第 4 軸受け側の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \quad (2.240)$$

$$= \sqrt[4]{1978.13 \times \frac{64 \times 66.5^2}{\pi^3 \times 206000[N/mm^2]}} \quad (2.241)$$

$$= 3.06[mm] \quad (2.242)$$

第 5 軸受け側の軸

$$d = \sqrt[4]{P_k \frac{64l[mm^2]}{\pi^3 CE[N/mm^2]}} \quad (2.243)$$

$$= \sqrt[4]{2951 \times \frac{64 \times 67.5^2}{\pi^3 \times 206000[N/mm^2]}} \quad (2.244)$$

$$= 3.41[mm] \quad (2.245)$$

2.6.4 ねじり剛性に基づく軸径

計算原理

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

$$\bar{\theta} = \frac{T}{GJ} \quad (2.246)$$

ここで, J : 断面 2 次極モーメント, G : 縦弾性係数 (2.247)

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2.248)$$

$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi \bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \quad (2.249)$$

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

$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi \bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \quad (2.250)$$

$$= \sqrt[4]{\frac{32 \times 124876.26}{\pi \times 0.25/1000 \times 79500}} \quad (2.251)$$

$$= 43.76[mm] \quad (2.252)$$

第 2 歯車と第 3 歯車の間の軸

$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \quad (2.253)$$

$$= \sqrt[4]{\frac{32 \times 494077.63}{\pi \times 0.25/1000 \times 79500}} \quad (2.254)$$

$$= 61.72[mm] \quad (2.255)$$

軸受け 5 側の軸

$$d[mm] = \sqrt[4]{\frac{32T[N \cdot mm]}{\pi\bar{\theta}/1000[radian/mm]G[N/mm^2]}} \quad (2.256)$$

$$= \sqrt[4]{\frac{32 \times 1502808.35}{\pi \times 0.25/1000 \times 79500}} \quad (2.257)$$

$$= 81.5[mm] \quad (2.258)$$

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. 安全率は4とする. キーの許容圧縮応力と許容せん断応力の計算を以下に示す.

$$(s45c \text{ の引 張 り 強 さ }) = 690[N/mm^2] \quad (2.259)$$

$$\text{キーの許容圧縮応力: } \sigma_{al} = \frac{690}{4} = 172.5[N/mm^2] \quad (2.260)$$

$$\text{許容せん断応力: } \tau_{al} = \frac{\sigma_{al}}{2} = 86.25[N/mm^2] \quad (2.261)$$

次の関係式を満たすようにキーを設計する。

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.262)$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.263)$$

2.8.2 第2歯車のキー

d=62,b=18,h=11,l=50と仮定すると、

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.264)$$

$$(\text{右辺}) = \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 11/2[mm]} \quad (2.265)$$

$$\approx 57.956[N \cdot m] \quad (2.266)$$

$$\leq 172.5 \quad (2.267)$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.268)$$

$$(\text{右辺}) = \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 18[mm]} \quad (2.269)$$

$$= 17.70 \quad (2.270)$$

$$\leq 86.25[N \cdot m] \quad (2.271)$$

よって、仮定値を採用する

2.8.3 第3歯車のキー

d=62,b=18,h=11,l=50と仮定すると、

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.272)$$

$$\text{(右辺)} = \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 11/2[mm]} \quad (2.273)$$

$$\approx 57.956[N \cdot m] \quad (2.274)$$

$$\leq 172.5 \quad (2.275)$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.276)$$

$$\text{(右辺)} = \frac{2 \times 494077.63[N \cdot mm]}{62[mm] \times 50[mm] \times 18[mm]} \quad (2.277)$$

$$= 17.70 \quad (2.278)$$

$$\leq 86.25[N \cdot m] \quad (2.279)$$

よって、仮定値を採用する

2.8.4 第4歯車のキー

d=82,b=22,h=14,l=70と仮定すると、

$$\sigma_{al} \geq \frac{2T}{dlt_1} \quad (2.280)$$

$$\text{(右辺)} = \frac{2 \times 1502808.35015[N \cdot mm]}{82[mm] \times 70[mm] \times 14/2[mm]} \quad (2.281)$$

$$\approx 74.804[N \cdot m] \quad (2.282)$$

$$\leq 172.5 \quad (2.283)$$

$$\tau_{al} \geq \frac{2T}{dlb} \quad (2.284)$$

$$\text{(右辺)} = \frac{2 \times 1502808.35015[N \cdot mm]}{82[mm] \times 70[mm] \times 22[mm]} \quad (2.285)$$

$$= 23.801 \quad (2.286)$$

$$\leq 86.25[N \cdot m] \quad (2.287)$$

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 F_r [N]	スラスト 荷重 F_a [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

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

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

$$P = XF_r + YF_a = 972.6 \quad (3.3)$$

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

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。

$$\text{寿命時間 } L_h = 500f_n^p(C_r/P)^p \quad (3.5)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 1300} \times (12500/972.6)^3 \quad (3.6)$$

$$= 27126.523 \geq 20000 \quad (3.7)$$

静荷重の確認

$$0.6F_r + 0.5F_a = 0.6 \times 972.6 + 0.5 \times 0 = 486.3 \leq F_r \quad (3.8)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 972.6 \quad (3.9)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{7400}{972.6} \geq 1 \quad (3.10)$$

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: NSK6011

名称	記号	値
内径	d	55 [mm]
外径	D	90 [mm]
基本動定格荷重	C_r	28300
基本静定格荷重	C_{0r}	21200
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	15.3

軸受け 2 検討

X=0.56,Y=1.00 とする。

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.420 \quad (3.11)$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n} \right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 1300} \right)^{1/3} = 0.29488 \quad (3.12)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{972.87}{1784.21} = 0.5453 (\geq 0.44) \quad (3.13)$$

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 1784.21 + 1.00 \times 972.87 = 1972.0276 \quad (3.14)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 11.59794 \times 1972.0276 = 22941.045[N] \quad (3.15)$$

軸受け 2 再検討

$$\text{寿命時間 } L_h = 500 f_n^p (C_r/P)^p \quad (3.16)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 1300} \times (28300/1972.0276)^3 \quad (3.17)$$

$$= 37890.099 \geq 20000 \quad (3.18)$$

静荷重の確認

$$P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a \quad (3.19)$$

$$= 0.6 \times 1784.21 + 0.5 \times 972.87 = 1556.961 \leq F_r \quad (3.20)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 1784.21 \quad (3.21)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{21200}{1784.21} \geq 1 \quad (3.22)$$

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

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.420 \quad (3.23)$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n} \right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 328.5714} \right)^{1/3} = 0.4664 \quad (3.24)$$

$$P = XF_r + YF_a = 6970.86 \quad (3.25)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 51115.654[N] \quad (3.26)$$

軸受け 3 再検討

アキシアル荷重が働いていないので、自動的に X=1,Y=0 とする。

$$\text{寿命時間 } L_h = 500f_n^p(C_r/P)^p \quad (3.27)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 328.5714} \times (53000/6970.86)^3 \quad (3.28)$$

$$= 22293.975 \geq 20000 \quad (3.29)$$

静荷重の確認

$$0.6F_r + 0.5F_a = 0.6 \times 6970.86 + 0.5 \times 0 = 4182.516 \leq F_r \quad (3.30)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 6970.86 \quad (3.31)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{32000}{6970.86} \geq 1 \quad (3.32)$$

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: NSK6308

名称	記号	値
内径	d	40 [mm]
外径	D	90 [mm]
基本動定格荷重	C_r	40500
基本静定格荷重	C_{0r}	24000
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 4 検討

X=0.56,Y=1.00 とする。

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.420 \quad (3.33)$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n} \right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 328.5714} \right)^{1/3} = 0.4664 \quad (3.34)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1978.13}{4477} = 0.4418 (\geq 0.44) \quad (3.35)$$

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 4477 + 1.00 \times 1978.13 = 4485.25 \quad (3.36)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 7.33276 \times 4485.25 = 32889.26[N] \quad (3.37)$$

軸受け 4 再検討

$$\text{寿命時間 } L_h = 500 f_n^p (C_r/P)^p \quad (3.38)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 328.5714} \times (40500/4485.25)^3 \quad (3.39)$$

$$= 37344.2805 \geq 20000 \quad (3.40)$$

静荷重の確認

$$P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a \quad (3.41)$$

$$= 0.6 \times 4477 + 0.5 \times 1978.13 = 3675.265 \leq F_r \quad (3.42)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 4477 \quad (3.43)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{24000}{4477} \geq 1 \quad (3.44)$$

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: NSK6918

名称	記号	値
内径	d	90 [mm]
外径	D	125 [mm]
基本動定格荷重	C_r	3300
基本静定格荷重	C_{0r}	31500
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	136.5

軸受け 5 検討

X=0.56,Y=1.00 とする。

$$\text{寿命係数 } f_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{1/p} = \left(\frac{20000}{500} \right)^{1/3} = 3.420 \quad (3.45)$$

$$\text{速度係数 } f_n = \left(\frac{100}{3n} \right)^{1/p} = \left(\frac{100}{3 \times 108.0235} \right)^{1/3} = 0.67575 \quad (3.46)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2986}{5255.86} = 0.568 (\geq 0.44) \quad (3.47)$$

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 5255.86 + 1.00 \times 2951 = 5894.2816 \quad (3.48)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 5.0610 \times 5894.2816 = 29830.959[N] \quad (3.49)$$

軸受け 5 再検討

$$\text{寿命時間 } L_h = 500 f_n^p (C_r/P)^p \quad (3.50)$$

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 108.0235} \times (33000/5894.2816)^3 \quad (3.51)$$

$$= 27575.70 \geq 20000 \quad (3.52)$$

静荷重の確認

$$P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a \quad (3.53)$$

$$= 0.6 \times 5255.86 + 0.5 \times 2951 = 4629.016 \leq F_r \quad (3.54)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 5255.86 \quad (3.55)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{31500}{5255.86} \geq 1 \quad (3.56)$$

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

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

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

$$P = XF_r + YF_a = 4479.24 \quad (3.59)$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P = 22669.62752[N] \quad (3.60)$$

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。

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

$$= 500 \times \frac{100}{3 \times 108.0235} \times (62000/4479.24)^3 \quad (3.62)$$

$$= 30257.740 \geq 20000 \quad (3.63)$$

静荷重の確認

$$0.6F_r + 0.5F_a = 0.6 \times 4479.24 + 0.5 \times 0 = 2687.544 \leq F_r \quad (3.64)$$

$$\text{よって、静等価荷重 } P_0 = F_r = 4479.24 \quad (3.65)$$

$$f_s = \frac{C_{0r}}{P_0} = \frac{24000}{4479.24} \geq 1 \quad (3.66)$$

3.3 オイルシールの選定

3.3.1 軸受け 1 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 6 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。

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

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

4.2 歯車とケース内壁との最小間隔

次の式で算出する。v は歯車収束である。

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

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

4.3 歯車箱の放熱面積の決定

4.3.1 参考

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

4.3.2 BS(British Standards) 規格

1. Δt : 許容温度と周囲温度の温度差

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

$$= 82^\circ\text{C} - \text{周囲温度} \quad (4.6)$$

2. Q: 歯車箱内での発熱量 [kcal/h]

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

3. η : 歯車装置の効率

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

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

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

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

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

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

4.3.3 AGMA(American Gear Manufacturers Association) 規格



図 4.1: AGMA

AGMA の規格によれば、

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

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

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

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

4.4 油面の高さの決定

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

4.5 重量計算

4.6 歯車箱への装着物

1. 点検窓
2. 注油窓
3. 空気抜け (内圧上昇の防止, 防塵防水に対する配慮)
4. 油面計
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