

平歯車減速機的设计製図

1. 設計条件

次の平歯車減速機を設計しなさい。

- (1) 形式 一段平歯車式
- (2) 電動機 単相誘導モータ 4極 750W 50Hz
- (3) 減速比 $i = \frac{1}{5}$
- (4) 使用目的 食品工場のコンベア駆動 水平軸でトルク変動多少あり
- (5) 寿命時間 30000時間

2. 機構図

設計の第1歩は、設計しようとする機械の仕組みなどを表す機構図(図1)を描くことです。独創的なものの以外は一般にカタログ等を数多く集め参考にします。

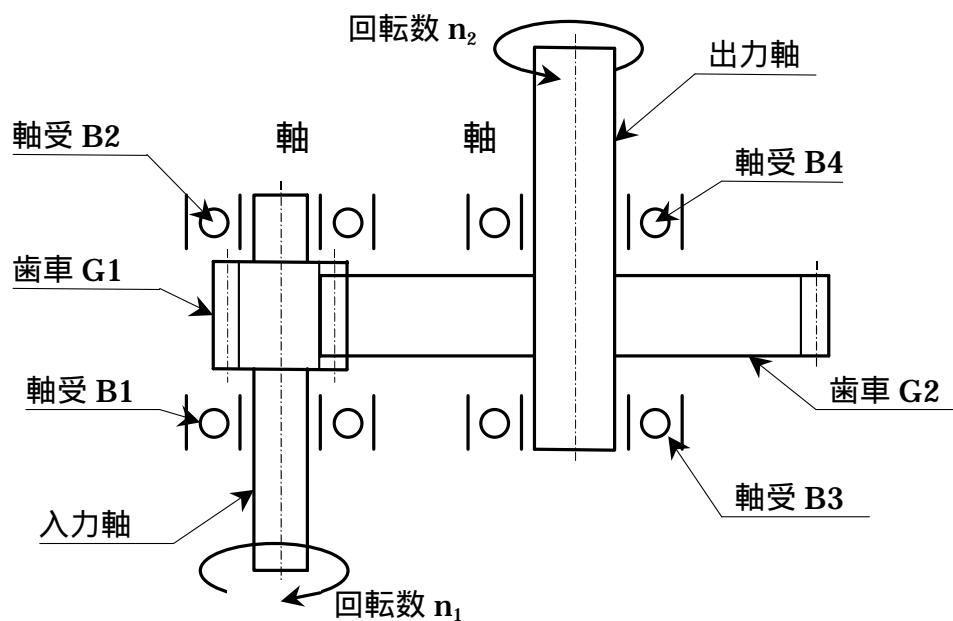


図1 機構図

3. 電動機の選定

カタログを集め、仕様に該当するモータを選定します。

メーカー	東芝
形式	S I K D - D B K K 8
出力 L (KW)	0.75
極数	4
全負荷回転数 n (rpm)	1440
電源周波数 f (Hz)	50

ここでは、以降の計算に必要な数値だけをまとめましたが、その他の寸法などもメモまたはコピーしておくことが必要です。

4. 歯数の選定

(1) 小歯車(ピニオン)の歯数 Z_1

装置を小型にまとめるには、ピニオンの歯数ができるだけ少ないほうが理想ですが、少なくすると切下げやかみ合い率の問題が生じます。一般に圧力角 20° の歯車で最小歯数は理論上 17 枚、実用上 14 枚といわれています。

よって、ここでは $Z_1 = 14$ 枚とします。

(2) 大歯車(ギヤ)の歯数 Z_2

減速比 i と歯数、回転数の関係式は

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

設計条件より $i = \frac{1}{5}$ ですから

$$Z_2 = \frac{Z_1}{i} = \frac{14}{\frac{1}{5}} = 70 \text{ (枚)}$$

一般に歯車減速装置では、歯数の整数倍を嫌うので、 $Z_2 = 69$ 枚とします。

(3) 減速比誤差

設計減速比 i' は

$$i' = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{14}{69} = 0.203$$

減速比誤差 は

$$\varepsilon = \frac{i - i'}{i} = \frac{0.2 - 0.203}{0.2} = -1.5 [\%]$$

一般に $\pm 3\%$ を許容範囲としています。

5 . モジュールの決定

使用するモジュールは、歯車の歯の強度計算により求めることとします。

歯の曲げ強さについてはルイスの式、面圧強さについてはヘルツの式を採用します。

5 - 1 ルイスの式 (曲げ強さ) によるモジュール m_b

ルイスの式は、一枚の歯がどのくらいの接線力による曲げに耐えられるかを検討する式で、次式により与えられます。

$$F = \sigma_b \cdot f_v \cdot f_w \cdot b \cdot t \cdot y$$

(1) 許容繰返し曲げ応力

歯車材料は S45C の調質として、表 1 より $\sigma_b = 30 \text{ kgf/mm}^2$ とします。

表 1 歯車材料の許容曲げ応力値 σ_b

材質	記号	引張強さ kgf/mm ²	許容繰返し 曲げ応力 kgf/mm ²	材質	記号	引張強さ kgf/mm ²	許容繰返し 曲げ応力 kgf/mm ²
ねずみ 鋳鉄品	FC200	17 以上	7	ニッケル クロム鋼	SNC236	75 以上	35 ~ 40
	FC250	22 以上	9		SNC631	85 以上	40 ~ 60
	FC300	27 以上	11		SNC836	95 以上	40 ~ 60
	FC350	32 以上	13				
炭素鋼 鋳鋼品	SC410	42 以上	12	青銅 りん青銅 (鋳物) ニッケル青銅 (鍛造)		18 以上	> 5
	SC450	46 以上	19			20 以上	5 ~ 7
	SC480	49 以上	20			64 ~ 90	20 ~ 30
機械構造 用炭素鋼	S25C	45 以上	21	上ベークライト 牛牛皮 堅木		-	3 ~ 5
	S35C	52 以上	26			-	2 ~ 4.5
	S45C	58 以上	30			-	2 ~ 2.5

(2) 小歯車のピッチ円直径 d_{01} の仮定

日刊工業新聞社の歯車便覧によれば、次式によりピッチ円直径 d_{01} を仮定することができます。

$$d_{01} = \sqrt[3]{\frac{1.949 \times 10^6 N(1+i')}{n_1 \cdot K \cdot k \cdot i'}}$$

N : 伝達動力 [KW]

K : 標準 K 値 (表 2)

k : 歯幅係数 = 1.0

表 2 標準 K 値

機械の種類	使用特性		硬度		ピッチ円周速度 m/s	精度	K 値 Kgf/mm ²
	駆動	従動	小歯車	大歯車			
タービン駆動発電機	-	-	鋼 B225	鋼 B180	20	高精度	0.08
内燃機駆動圧縮機	-	-	鋼 B225	鋼 B180	20	高精度	0.045
電動機駆動圧縮機	-	-	鋼 B225	鋼 B180	20	高精度	0.04
一般工作用	一定	一定	鋼 B575	鋼 B575	5	普通	0.35 ~ 0.70
			鋼 B350	鋼 B300	5	普通	0.25 ~ 0.32
			鋼 B210	鋼 B180	5	普通	0.12 ~ 0.18
	一定	一定	鋼 B575	鋼 B575	15	普通	0.33 ~ 0.53
			鋼 B300	鋼 B300	15	普通	0.20 ~ 0.27
			鋼 B210	鋼 B180	15	普通	0.09 ~ 0.15
工業用大歯車巻上機	一定	中衝撃	鋼 B225	鋼 B180	最大 5	創成歯切	0.055 ~ 0.07
窯・粉砕機用	一定	中衝撃	鋼 B260	鋼 B210	-	創成歯切	0.09 ~ 0.12

$$d_{01} = \sqrt[3]{\frac{1.949 \times 10^6 \times 0.75 \times (1 + 0.203)}{1440 \times 0.2 \times 1 \times 0.203}} = 31.1 [mm]$$

(3) 歯車の周速度 V

$$V = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 31.1 \times 1440}{60 \times 1000} = 2.3 [m/s]$$

(4) 速度係数 f_v

表 3 より周速度 V が 0.5 ~ 10m/s の範囲なので

$$f_v = \frac{3}{3+V} = \frac{3}{3+2.3} = 0.57$$

(5) 歯車に加わる接線力 F

$$F = \frac{102N}{V} = \frac{102 \times 0.75}{2.3} = 33.1 \text{ [kgf]}$$

(6) 荷重係数

表4より、変動する場合の $f_w = 0.74$ とします。

表3 速度係数 f_v

周速度 V [m/s] の範囲	歯車の工作精度	Fv の値
0.5 ~ 10	普通	$3 / (3 + V)$
5 ~ 20	精密	$6 / (6 + V)$
20 ~ 50	高精密	$5.5 / (5.5 + V)$

表4 荷重係数 f_w

荷重の状態	fw の値
比較的静かな場合	0.80
変動する場合	0.74
衝撃を伴う場合	0.67

(7) 歯形係数 y

表5より、 $Z_1 = 14$ 枚、圧力角 $= 20^\circ$ の並歯として、 $y = 0.088$ となります。

表5 平歯車の歯形係数 y

歯数 Z	14.5° 並歯	20° 並歯	20° 低歯	歯数 Z	14.5° 並歯	20° 並歯	20° 低歯
12	0.067	0.078	0.099	26	0.098	0.110	0.135
13	0.071	0.083	0.103	28	0.100	0.112	0.137
14	0.075	0.088	0.108	30	0.101	0.114	0.139
15	0.078	0.092	0.111	34	0.104	0.118	0.142
16	0.081	0.094	0.115	38	0.106	0.122	0.145
17	0.084	0.096	0.117	50	0.110	0.130	0.151
18	0.086	0.098	0.120	60	0.113	0.134	0.154
19	0.088	0.100	0.123	75	0.115	0.138	0.158
20	0.090	0.102	0.125	100	0.117	0.142	0.161
21	0.092	0.104	0.127	150	0.119	0.146	0.165
22	0.093	0.105	0.129	300	0.122	0.150	0.170
24	0.095	0.107	0.132	ラック	0.124	0.154	0.175

(8) 歯幅 b

歯幅は一般に、普通加工の場合 $b = 10 \text{ m}$ 程度、精密加工の場合で $b = (10 \sim 20) \text{ m}$ が可能とされています (m: モジュール)

(9) 円ピッチ

$$t = \pi \cdot m \text{ [mm]}$$

(10) モジュール m_b

以上よりルイスの式を変形すると

$$m = \sqrt{\frac{F}{10\sigma_b \cdot f_v \cdot f_w \cdot \pi \cdot y}} = \sqrt{\frac{33.3}{10 \times 30 \times 0.57 \times 0.74 \times 3.14 \times 0.088}}$$

$$= 0.98$$

$$\therefore m_b = 0.98$$

5 - 2 ヘルツの式 (面圧強さ) によるモジュール m_c

ヘルツの式は歯車の歯面に作用する圧力に対する強さを求める式で、高速回転する歯車の耐摩耗性を検討します。

$$F = f_v \cdot K \cdot d_{01} \cdot b \cdot \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

(1) 比応力係数 K

表 6 より、歯車材料の硬さを小歯車 HB 350、大歯車 HB 300 として選定します。

$$K = 0.154$$

表 6 比応力係数 K

歯車材料 (かなさ HB)		K [kgf/mm ²]	歯車材料 (かなさ HB)		K [kgf/mm ²]
小歯車	大歯車		小歯車	大歯車	
鋼 (150)	鋼 (150)	0.027	鋼 (150)	鋼 (150)	0.311
" (200)	" (150)	0.039	" (400)	" (400)	0.329
" (250)	" (150)	0.053	" (400)	" (400)	0.348
" (200)	" (200)	0.053	" (400)	" (400)	0.389
" (250)	" (200)	0.069	" (400)	" (400)	0.569
" (300)	" (200)	0.086	" (400)	鑄鉄	0.039
" (250)	" (250)	0.086	" (400)	"	0.079
" (300)	" (250)	0.107	" (400)	"	0.130
" (350)	" (250)	0.130	" (400)	"	0.139
" (300)	" (300)	0.130	" (400)	りん青銅	0.041
" (350)	" (300)	0.154	" (400)	"	0.082
" (400)	" (300)	0.168	" (400)	"	0.135
" (350)	" (350)	0.182	鑄鉄	鑄鉄	0.188
" (400)	" (350)	0.210	ニッケル鑄鉄	ニッケル鑄鉄	0.186
" (500)	" (350)	0.226	ニッケル鑄鉄	りん青銅	0.155

(2) 小歯車ピッチ円直径 d_{01}

$$d_{01} = Z_1 \cdot m \text{ [mm]}$$

(3) モジュール m_c

以上より、ヘルツの式を変形すると

$$\begin{aligned} m &= \sqrt{\frac{F(Z_1 + Z_2)}{20f_v \cdot K \cdot Z_1 \cdot Z_2}} = \sqrt{\frac{33.3 \times (14 \times 69)}{20 \times 0.57 \times 0.154 \times 14 \times 69}} \\ &= 1.28 \\ \therefore m_c &= 1.28 \end{aligned}$$

5 - 3 仮定した小歯車ピッチ円直径 d_{01} より求めるモジュール

$$d_{01} = Z_1 \cdot m \text{ [mm] より}$$

$$m = \frac{d_{01}}{Z_1} = \frac{31.1}{14} = 2.22 \text{ [mm]}$$

以上より、モジュール m は JIS B 1701 モジュールの標準値 (表 7) の第一系列を考慮して、 $m = 2$ と決定します。

表7 モジュールの標準値

第1系列	第2系列	第3系列	第1系列	第2系列	第3系列
0.1				3.5	
0.2	0.15		4		3.75
0.3	0.25		5	4.5	
0.4	0.35		6	5.5	
0.5	0.45		8	7	6.5
0.6	0.55		10	9	
	0.7	0.65	12	11	
0.08	0.75		16	14	
1	0.9		20	18	
1.25			25	22	
1.5			32	28	
2	1.75		40	36	
2.5	2.25		50	45	
3	2.75				
		3.25			

6. 平歯車諸元の計算

機械製図実習解説 P184.2 主要計算を基に、以下の計算表を完成させます。

計算項目	小歯車	大歯車
中心距離 a		
歯先円直径 d_a		
基準ピッチ円直径 d_o		
基礎円直径 d_b		
歯底円直径 d_f		
有効歯たけ h'		
歯末のたけ h_a		
円ピッチ P		
法線ピッチ P_b		
工具標準切込み深さ h		
円弧歯厚 S		
頂げき C		
またぎ歯数 Z_m		
またぎ歯厚 S_m		
かみ合い率		

7. 軸の設計

各歯車の配置を図2のように計画図として描き、軸受間距離を仮定し、各軸に作用する曲げモーメントと軸受に作用する力（反力）を計算します。

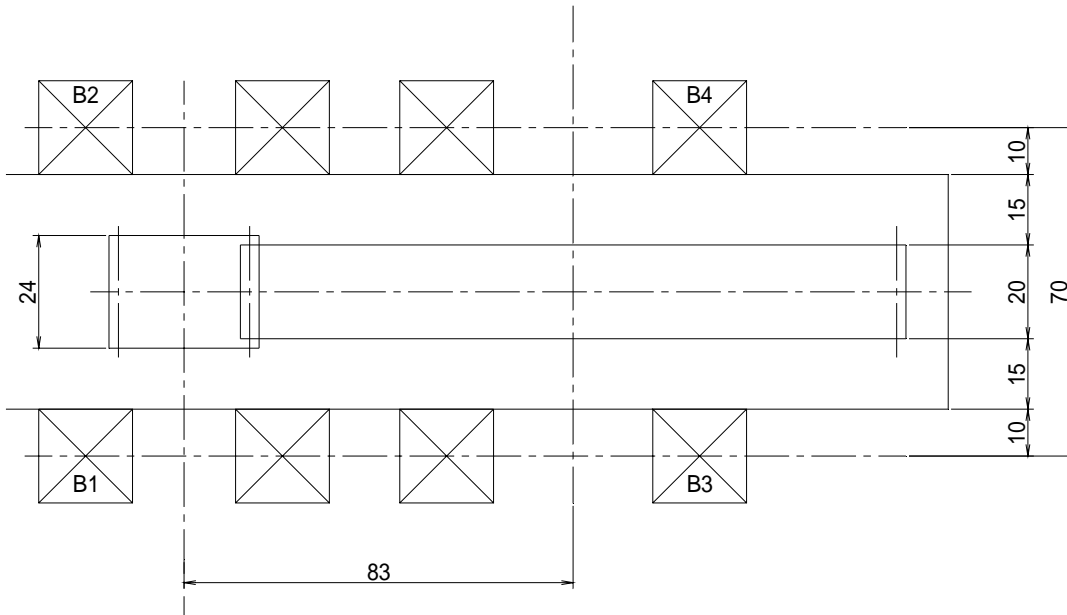


図2 歯車配置図

7 - 1 軸に作用する荷重

減速機軸には歯車伝導時の接線力 F_t と、歯面の圧力角により生じる半径方向力 F_s の合力 F が、歯車の取付け位置に作用します（図3）。

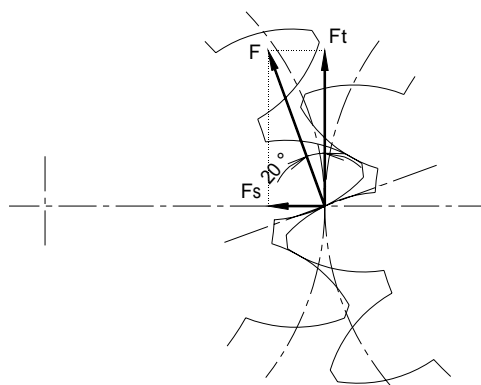


図3 軸に作用する力

(1) 接線力 F_t

$$F_t = \frac{1.949 \times 10^6 N}{m \cdot Z_1 \cdot n_1} = \frac{1.949 \times 10^6 \times 0.75}{2 \times 14 \times 1440}$$

$$= 36.3 \text{ [kgf]}$$

(2) 半径方向力 F_s

$$F_s = F_t \cdot \tan \alpha$$

$$= 36.3 \times \tan 20^\circ = 13.2 \text{ [kgf]}$$

(3) 合力 F

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_s^2}$$

$$= \sqrt{36.3^2 + 13.2^2} = 38.6 \text{ [kgf]}$$

7 - 2 各軸に作用する反力および曲げモーメント

一段減速機なので、軸・軸の歯車取付け位置に同じ合力 F が作用するものとして計算します。この軸は図 4 に示すように、合力 F を 2 個の軸受で支える単純支持ばりと考えて、反力と曲げモーメントを計算します。軸受のスペンは計画図より求めます。

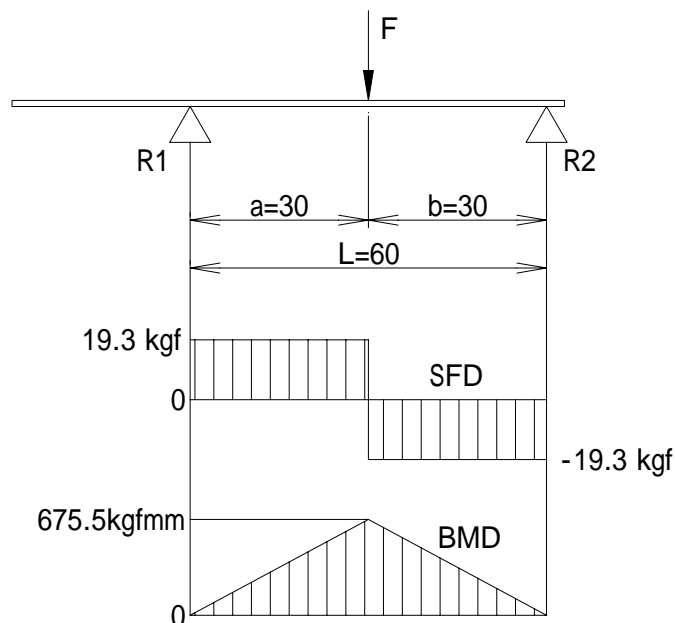


図 4 軸における反力および曲げモーメント

(1) 反力 R_1 、 R_2

合力 F が支点の中央に作用するので

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} = \frac{38.6}{2} = 19.3 \text{ [kgf]}$$

(2) 最大曲げモーメント M_1

$$\begin{aligned} M_1 &= R_1 \cdot a = 19.3 \times 35 \\ &= 675.5 \text{ [kgf } \cdot \text{ mm]} \end{aligned}$$

7 - 3 各軸の軸径の計算

(1) 入力軸径 d_1

電動機軸径 S に合わせて、 $d_1 = 19 \text{ mm}$ とします。

(2) 歯車 G_1 部の軸径 d_2

軸はねじりモーメントと曲げモーメントが同時に作用します。また、材料を $S45C$ とした場合、相当ねじりモーメントを求め、軸径の計算をしなければなりません。

) 軸のねじりモーメント T_1

$$T_1 = \frac{9.74 \times 10^5 \text{ N}}{n_1} = \frac{9.74 \times 10^5 \times 0.75}{1440} = 507 \text{ [kgf } \cdot \text{ mm]}$$

) 軸の相当ねじりモーメント T_{e1}

動的効果係数 $K_m = 2.0$ 、 $K_t = 1.5$ として

$$\begin{aligned} T_{e1} &= \sqrt{(K_m \cdot M_1)^2 + (K_t \cdot T_1)^2} \\ &= \sqrt{(2.0 \times 675.5)^2 + (1.5 \times 507)^2} = 1351 \text{ [kgf } \cdot \text{ mm]} \end{aligned}$$

) 軸径 d_2

許容せん断応力 = 3.5 kgf/mm^2 として

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16T_{e1}}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1351}{3.14 \times 3.5}} = 12.5 \text{ [mm]}$$

(3) 歯車 G_2 部軸径 d_1

(2)と同様に軸材料を S 45 C として、相当ねじりモーメントにより軸径を計算します。

) 軸の回転数 n_2

$$n_2 = n_1 \cdot i = 1440 \times \frac{14}{69} = 292 \text{ [rpm]}$$

) 軸のねじりモーメント T_2

$$T_2 = \frac{9.74 \times 10^5 \times 0.75}{292} = 2502 \text{ [kgf} \cdot \text{mm]}$$

) 軸の相当ねじりモーメント T_{e2}

動的効果係数 K_m 、 K_t 、および最大曲げモーメントは 軸と同じとして

$$T_{e2} = \sqrt{(2.0 \times 675.5)^2 + (1.5 \times 2502)^2} = 3989 \text{ [kgf} \cdot \text{mm]}$$

) 軸径 d_1

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16T_{e2}}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 3989}{3.14 \times 3.5}} = 18.0 \text{ [mm]}$$

(4) キーみぞを考慮した軸径 d_1'

軸の歯車 G_2 と軸はキーによる固定するので、キーみぞを考慮しなければなりません。

$$\begin{aligned} d_1' &= (1.25 \sim 1.35)d_1 \\ &= 1.25 \times 18.0 \sim 1.35 \times 18.0 = 22.5 \sim 24.3 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

(5) 出力軸径 d_2

出力軸は軸端にキーみぞを加工するので、 d_1 を考慮しますが、工作機械や位置決め装置等ねじれこわさが必要な場合には検討が必要です。

今回は工作機械であるので、次式で検討します。

$$d_2 = 22.7 \sqrt[3]{\frac{T_{e2}}{G}}$$

G : 横弾性係数 = 8.1×10^3 [kgf/mm²] (鋼の場合)

$$d_2 = 22.7 \times \sqrt[3]{\frac{3989}{8.1 \times 10^3}} = 17.4 \text{ mm}$$

よって、軸径 d_1 と同等であるので問題ありません。

以上の計算結果より、図5に示すように計画図を加筆します。

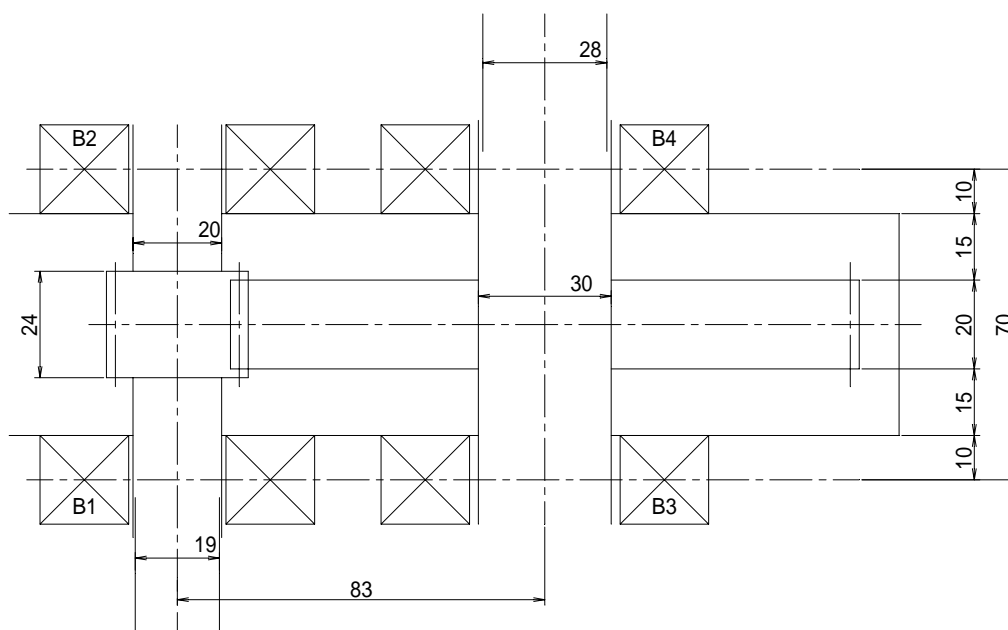


図5 計画図

7 - 4 キーの設計

この減速機では3カ所にキーを使用しますが、入力軸軸端に使用するキーは強度計算を省略し、歯車 G_2 と軸の固定に使用するキーのみ強度計算をします。

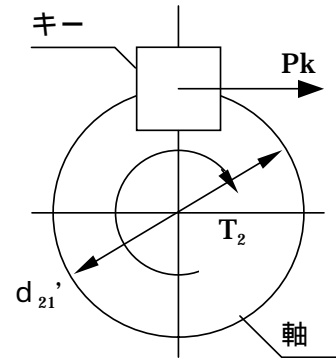


図6 キーに作用する力

(1) キーの選定

図5より軸径 $d_{1}' = 30 \text{ mm}$ なので、JIS B1301より、適合するキーは $b \times h = 8 \times 7$ です。

(2) キーに働く接線力 P_k

図3に示すように、軸に作用するねじりモーメント T_2 より

$$P_k = \frac{2T_2}{d_{1}'} = \frac{2 \times 2502}{30} = 166.8 \text{ [kgf]}$$

(3) キーの長さ(せん断による場合)

キーの許容せん断応力 $\tau = 3.5 \text{ kgf/mm}^2$ として

$$L_k = \frac{P_k}{b \cdot \tau} = \frac{166.8}{8 \times 3.5} = 6.0 \text{ [mm]}$$

(4) キーの長さ(圧縮による場合)

キーの許容圧縮応力 $\sigma_c = 5.8 \text{ kgf/mm}^2$ として

$$L_k = \frac{2P_k}{h \cdot \sigma_c} = \frac{2 \times 166.8}{7 \times 5.8} = 8.1 \text{ [mm]}$$

以上より、キーの長さは規格とバランスを考慮して、 $L_k = 20 \text{ mm}$ とします。

(5) 入力軸端および出力軸端

JIS B 0903 円筒軸端より決定します。

入力軸端は電動機軸径に合わせ 19 mm、出力軸端は d_1' を考慮して 28 mm とします。

8 . 軸受の設計

軸受取付部軸径は図 5 で検討した寸法を採用し、寿命時間は設計条件より 30000 時間であることを考慮して軸受を選定します。

8 - 1 軸の軸受 B_1 、 B_2 の選定

(1) 軸受 B_1 、 B_2 に作用する荷重 F_{B1} 、 F_{B2}

軸受に作用する荷重は、7 - 2(1) で求めた反力 R_1 、 R_2 に荷重係数 $f_w = 1.8$ 、歯車係数 $f_g = 1.1$ (表 8, 9) を考慮したもので、次式により求めます。

$$F_{B1} = F_{B2} = R_1 \cdot f_w \cdot f_g \\ = 19.3 \times 1.8 \times 1.1 = 38.1 \text{ [kgf]}$$

表 8 荷重係数

運転条件	使用箇所例	f_w
衝撃のない円滑運転のとき	電動機・工作機械 空調機械	1 ~ 1.2
普通の運転のとき	送風機、コンプレッサ エレベータ、クレーン 製紙機械	1.2 ~ 1.5
衝撃・振動を伴う運転のとき	建設機械、クラッシャ 振動ふるい、圧延機	1.5 ~ 3

表 9 歯車係数

歯車の仕上程度	f_g
精密研削歯車 普通の切削歯車	1 ~ 1.1 1.1 ~ 1.3

(2) 速度係数 f_n

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33.3}{n_1}} = \sqrt[3]{\frac{33.3}{1440}} = 0.285$$

(3) 寿命係数 f_h

設計条件より、寿命時間 $L_h = 30000$ 時間として、

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{30000}{500}} = 3.91$$

(4) 所要基本動定格荷重 C_1 、 C_2

$$C_1 = C_2 = \frac{f_h}{f_n} \cdot F_{B1} = \frac{3.91}{0.285} \times 38.2 = 524 \text{ [kgf]}$$

以上より、 $C = 524 \text{ kgf}$ 、 $d_{B1} = 20 \text{ mm}$ を満足する軸受をカタログより選ぶと、単列深みぞ玉軸受 6904 が該当します。しかし市販性を考慮すると軸受系列 60 が入手しやすいので、6004 ($C_r = 955 \text{ kgf}$) を使用するものとします。

8 - 2 軸の軸受 B_3 、 B_4 の選定

(1) 軸受 B_3 、 B_4 に作用する荷重 F_{B3} 、 F_{B3}

軸受 B_3 、 B_4 に作用する荷重 F_{B3} 、 F_{B4} については、反力 R_3 、 R_4 が 軸の反力 R_1 、 R_2 と同じなので、

$$F_{B1} = F_{B2} = F_{B3} = F_{B4} = 38.2 \text{ [kgf]}$$

(2) 速度係数 f_n

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33.3}{n_2}} = \sqrt[3]{\frac{33.3}{292}} = 0.485$$

(3) 寿命係数 f_h

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{30000}{500}} = 3.91$$

(4) 所要基本動定格荷重 C_3 、 C_4

$$C_3 = C_4 = \frac{f_h}{f_n} \cdot F_{B3} = \frac{3.91}{0.485} \times 38.2 = 308 \text{ [kgf]}$$

以上より、 $C = 308 \text{ kgf}$ 、 $d_{B3} = d_{B4} = 30 \text{ mm}$ を満足する軸受をカタログより選ぶと、単列深みぞ玉軸受 6906 が該当します。しかし、 B_1 、 B_2 と同様に市販性を考慮し、 B_3 、 B_4 には単列深みぞ玉軸受 6006 ($C_r = 1350 \text{ kgf}$) を使用するものとします。

以上、軸受が決定したならば計画図に加筆して進めます。

9 . その他の事項

その他、設計上で考えなければならない事項を列記します。

- (1) 歯車の歯面、軸受の潤滑、オイルシール、エア抜き、ドレン抜き
- (2) 回転軸の高さ (JIS B0902)
- (3) 鋳造品ケース等の肉厚、角、隅の丸み
- (4) 組立用ボルトの寸法、本数
- (5) はめあい、寸法許容差
- (6) 加工工程に関すること
- (7) 歯車の歯面精度や熱処理に関すること