

設計製図 I
第 11 回課題
歯車の性能および強度計算書

2 年 2020 番 大村蒼摩

2023 年 7 月 14 日

表 1 性能および強度計算結果

中間軸回転数 n_2 [rpm]	381
出力軸回転数 n_3 [rpm]	76.1
1 段目減速比 i_1 [-]	0.254
2 段目減速比 i_2 [-]	0.200
全減速比 i [-]	0.0507
入力軸の動力 N [W]	283
入力軸トルク T_1 [Nm]	1.80
中間軸の動力 N_2 [W]	268
中間軸のトルク T_2 [Nm]	6.73
出力軸の動力 N [W]	255
出力軸のトルク T_3 [Nm]	32.0
入力軸の基準ピッチ円直径 D_1 [mm]	22.0
中間軸 1 の基準ピッチ円直径 D_2 [mm]	86.7
中間軸 2 の基準ピッチ円直径 D_3 [mm]	18.1
出力軸の基準ピッチ円直径 D_4 [mm]	90.6
軸間距離 a [mm]	54.4
ピッチ円接線方向の力 F [N]	706
最大曲げ応力 σ_{bmax} [MPa]	127
安全率	1.74

表 2 減速機の仕様

入力軸回転数 n_1	1500 rpm
伝達効率 η	90%
中間軸と出力軸の伝達効率 η_2	95%
減速比 i	1/20
出力トルク T_3	32.0 Nm

表3 歯車の仕様

	入力ピニオン a_1	高速ギア a_2	出力ピニオン b_1	低速ギア b_2
歯数	17	67	14	70
モジュール m	1.25	1.25	1.25	1.25
圧力角 α_0	20°	20°	20°	20°
ねじれ角 β	15°	15°	15°	15°

1 中間軸回転数 n_2 [rpm], 出力軸の回転数 n_3 [rpm]

中間軸の回転数の n_2 の算出を行う．単位時間あたりの噛み合う歯の数は等しい．

$$n_1 z_1 = n_2 z_2 \quad (1)$$

と表される．そのため n_2 は

$$n_2 = n_1 \frac{z_{a1}}{z_{a2}} \quad (2)$$

となる． $z_{a1}=17, z_{a2}=67, n_1=1500$ rpm であるから

$$n_2 = 1500 \text{rpm} \times \frac{17}{67} \quad (3)$$

$$= 380.597 \quad (4)$$

$$\approx 381 \text{rpm} \quad (5)$$

次に出力軸の回転数を求める． n_2 のときと同様に

$$n_3 = n_2 \frac{z_{b1}}{z_{b2}} \quad (6)$$

となり， $n_2=380.6, z_{b1}=14, z_{b2}=70$ より

$$n_3 = 380.6 \times \frac{14}{70} \quad (7)$$

$$= 76.12 \quad (8)$$

$$= 76.1 \text{rpm} \quad (9)$$

2 1 段目減速比 i_1 , 2 段目減速比 i_2 , 全減速比 i

2.1 1 段目の減速比

まず 1 段目の減速比を求める．減速比 (回転数の比) は

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad (10)$$

と表せる． よって， 回転数 n_1, n_2 を用いて減速比を計算すると式 (9) より, $n_1=1500, n_2=380.6$ のため

$$i_1 = \frac{380.6}{1500} \quad (11)$$

$$= 0.25373 \quad (12)$$

$$\approx 0.254 \quad (13)$$

となる．

2.2 2 段目の減速比

同様に i_2 は $i_2 = \frac{n_3}{n_2}$ であり, n_2 は式 (5), n_3 は式 (8) より

$$i_2 = \frac{76.12}{380.6} \quad (14)$$

$$= 0.200 \quad (15)$$

となる．

2.3 全減速比

全減速比は $i = \frac{n_3}{n_1}$, n_3 は式 (8) より

$$i = \frac{76.12}{1500} \quad (16)$$

$$= 0.050746 \quad (17)$$

$$\approx 0.0507 \quad (18)$$

3 入力軸, 中間軸, 出力軸の動力 N [W] とトルク T [Nm]

3.1 入力軸の動力

回転する動力は, 動力 = トルク \times 回転角速度で算出できる．

$$N = T_3 \times \left(n_3 \frac{2\pi}{60} \right) = \frac{\pi n_3 T_3}{30} \text{ W} \quad (19)$$

で全体の動力が求められる. $T_3=32.0\text{Nm}, n_3=76.1$ より N を算出すると

$$N = 32.0\text{Nm} \times \left(76.1 \times \frac{2\pi}{60} \right) \quad (20)$$

$$= 254.6784 \quad (21)$$

$$\approx 255\text{W} \quad (22)$$

$$(23)$$

そこから、各軸の動力 N を求める．最初に入力軸動力 N_1 は

$$N_1 = \frac{N}{\eta_1} \quad (24)$$

で表すことができる．(N : 全体の動力, η : 伝達効率) 式 (19) を用いて入力軸の動力を求める．

$$N_1 = \frac{255}{0.9} \quad (25)$$

$$= 283.33 \quad (26)$$

$$\approx 283\text{W} \quad (27)$$

中間軸動力は

$$N_2 = \frac{N}{\eta_2} \quad (28)$$

$$= \frac{255}{0.95} \quad (29)$$

$$= 268.421 \quad (30)$$

$$\approx 268\text{W} \quad (31)$$

次にトルクを求める．入力軸トルクは

$$T_1 = \frac{30N_1}{\pi n_1} \quad (32)$$

で求められる．よって、入力軸トルクは

$$T_1 = \frac{30 \times 283.33}{\pi \times 1500} \quad (33)$$

$$= 1.8035 \quad (34)$$

$$\approx 1.80\text{Nm} \quad (35)$$

次に、中間軸トルクは

$$T_2 = \frac{30N_2}{\pi n_2} \quad (36)$$

で求められ、実際に算出してみると

$$T_2 = \frac{30 \times 268.42}{\pi \times 381} \quad (37)$$

$$= 6.7276 \quad (38)$$

$$\approx 6.73\text{Nm} \quad (39)$$

出力軸トルクは、表 2 より $T_3 = 32.0\text{Nm}$

4 入力軸, 中間軸, 出力軸の基準ピッチ円直径 d [mm]

基準ピッチ円直径は以下の式で求められる.

$$d = \frac{zm}{\cos \beta} \quad (40)$$

で表される.

4.1 入力軸の基準ピッチ円直径

式 (37) より

$$D_1 = \frac{17\text{mm} \times 1.25}{\cos 15^\circ} \quad (41)$$

$$= 21.996\text{mm} \quad (42)$$

$$= 22.0\text{mm} \quad (43)$$

4.2 中間軸の歯車 1 基準ピッチ円直径

式 (37) より

$$D_2 = \frac{67\text{mm} \times 1.25}{\cos 15^\circ} \quad (44)$$

$$= 86.7\text{mm} \quad (45)$$

$$(46)$$

4.3 中間軸の歯車 2 の基準ピッチ円直径

式 (37) より

$$D_3 = \frac{14\text{mm} \times 1.25}{\cos 15^\circ} \quad (47)$$

$$= 18.1173\text{mm} \quad (48)$$

$$= 18.1\text{mm} \quad (49)$$

4.4 出力軸の歯車の基準ピッチ円直径

$$D_4 = \frac{70\text{mm} \times 1.25}{\cos 15^\circ} \quad (50)$$

$$= 90.586\text{mm} \quad (51)$$

$$\approx 90.6\text{mm} \quad (52)$$

5 軸間距離

はすば歯車の軸間距離は

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} \quad (53)$$

で表される． m ：モジュール， z_1, z_2 ：歯数式 (49) より，入力軸と中間軸の軸間距離は

$$a = \frac{1.25\text{mm} \times (17 + 67)}{2 \times \cos 15^\circ} \quad (54)$$

$$= 54.352 \quad (55)$$

$$= 54.4\text{mm} \quad (56)$$

次に，中間軸と出力軸の軸間距離を算出する．

$$a = \frac{1.25\text{mm} \times (14 + 70)}{2 \times \cos 15^\circ} \quad (57)$$

$$= 54.352 \quad (58)$$

$$= 54.4\text{mm} \quad (59)$$

以上で軸間距離が求められた．

6 強度計算

表 4 文字の定義

文字	数値
T[Nm]	6.7368
D[mm]	90.6
b[mm]	10
m[mm]	1.25
Y[-]	2.2

まず，歯車 b_2 ピッチ円接線方向の力を求める．式は以下のように表すことができる．

$$F = \frac{T}{\frac{D}{2}} < \text{許容される値} \quad (60)$$

この式を用いて F を算出する．

$$F = \frac{32.0}{\frac{90.6 \times 10^{-3}}{2}} \quad (61)$$

$$= 706.401 \quad (62)$$

$$\approx 706\text{N} \quad (63)$$

最大曲げ応力 σ_{bmax} は以下の式で求められる．

$$\sigma_{bmax} = \frac{FY}{bm} \quad (64)$$

この式を用いると

$$\sigma_{bmax} = \frac{706.401 \times 2.22}{10 \times 1.25} \quad (65)$$

$$= 127.152 \quad (66)$$

$$= 127\text{MPa} \quad (67)$$

安全率は，

$$\text{安全率} = \frac{\text{曲げ疲労限度}}{\text{最大曲げ応力}} \quad (68)$$

より求められる．P.139 の表 6.7 より曲げ疲労限度は 221Mpa よって，

$$\frac{221}{127} = 1.740 \quad (69)$$

$$= 1.74 \quad (70)$$

$$\approx 1.74 \quad (71)$$

このような結果から，安全率 1.5 を満たす．