

遊星歯車装置の設計及び自動製図ソフトの開発（平歯車を用いる場合）

Design and automatic drafting software development of planetary gears (when using spur gears)

Dr. Shuting Li

1. 概要

遊星歯車装置は速比が Max14 であり、また大きなトルクが伝達できるため、建設機械や風力発電装置などの機械に幅広く使われている。しかし遊星歯車装置を設計する場合には、歯の干渉を避けるため、また組立制限条件をクリアーするために歯のかみあいに対して複雑な計算を行う必要がある。設計時間の短縮や設計時の計算ミスを防ぐために、これらの複雑な計算をソフトで完成させる必要がある。従って、著者が AutoCAD 上で使える遊星歯車装置の設計計算ソフトウェアを開発した。次に開発したソフトウェアの機能を簡単に紹介する。

2. 遊星歯車装置を設計する時に必要な歯のかみあい干渉チェック

遊星歯車装置に内歯車が使われているため、内歯車の使用による歯のかみあい干渉の有無をチェックする必要がある。内歯車と外歯車のかみあい及び内歯車と内歯車の歯切り用ピニオンカッタのかみあい主に次に示す三つの干渉が存在する恐れがある⁽¹⁻³⁾。

(1) インボリュート干渉：

インボリュート干渉とは外歯車の歯元と内歯車の歯先がかみあう時に発生する干渉現象を言うことである。一般的に外歯車の歯数が少ない時に生じやすくなる。この干渉が起きない条件は式(1.1)で与えられている。

$$\frac{z_1}{z_2} \geq 1 - \frac{\tan \alpha_{a2}}{\tan \alpha_w} \quad (1.1)$$

ここで、 z_1 =外歯車の歯数； z_2 =内歯車の歯数； α_{a2} =内歯車の歯先圧力角； α_w =かみ合い圧力角。これらの圧力角はそれぞれ式(1.2)と式(1.3)により計算される。

$$\alpha_{a2} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}} \right) \quad (1.2)$$

$$\alpha_w = \cos^{-1} \left(\frac{(z_2 - z_1)m \cos \alpha}{2a} \right) \quad (1.3)$$

ここで、 m =歯車のモジュール； d_{b2} =内歯車の基礎円直径； d_{a2} =内歯車の歯先円直径； a =歯車の中心間距離； α =基準ピッチ円における圧力角 ($\alpha=20^\circ$)。

式(1.1)が成り立つには、内歯車の歯先円は基礎円よりも大きいことが必要である。即ち、式(1.4)が得られる。

$$d_{a2} \geq d_{b2} \quad (1.4)$$

基準圧力角 $\alpha = 20^\circ$ の標準内歯車においては、 $z_2 > 34$ ではなければ、内歯車の歯先円は基準円よりも大きくならないので、標準内歯車を設計する場合には、歯数を34枚以上にする必要がある。

(2) トロコイド干渉

トロコイド干渉とは外歯車の歯先が内歯車の歯溝から抜け出る時に、外歯車の歯先と内歯車の歯先が発生した干渉である。内歯車と外歯車の歯数差が少ない時に発生する現象である。この干渉が起これないための条件は式(2.1)で与えられる。

$$\theta_1 \frac{z_1}{z_2} + \text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha_{a2} \geq \theta_2 \quad (2.1)$$

ここで、 θ_1 と θ_2 はそれぞれ式(2.2)と式(2.3)により計算される。

$$\theta_1 = \cos^{-1} \left(\frac{r_{a2}^2 - r_{a1}^2 - a^2}{2ar_{a1}} \right) + \text{inv } \alpha_{a1} - \text{inv } \alpha_w \quad (2.2)$$

$$\theta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{a^2 + r_{a2}^2 - r_{a1}^2}{2ar_{a2}} \right) \quad (2.3)$$

ここで、 r_b, r_c はそれぞれ平歯車と内歯車の歯先円の半径である。また α_{a1} は平歯車における歯先圧力角であり、次式で与えられる。

$$\alpha_{a1} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b1}}{d_{a1}} \right) \quad (2.4)$$

ここで、 α_{a1} =外歯車における歯先圧力角； r_{a2} =内歯車の歯先円半径； r_{a1} =外歯車の歯先円半径； d_{b1} =外歯車の基礎円直径； d_{a1} =外歯車の歯先円直径； a =歯車の中心間距離。

基準圧力角 $\alpha = 20^\circ$ の標準歯車の場合には、歯数差($Z_2 - Z_1$)が9以上であれば、トロコイド干渉が起きない。

(3) トリミング干渉

カッタの逃げ干渉とも呼ばれる。ピニオンカッタで内歯車の歯を切る時には、ピニオンカッタは内歯車の半径方向に歯を切り込むと、ピニオンカッタの刃先が内歯車の歯先を切り取ってしまう場合がある。歯車対では、この歯車をかみあわせる場合に小歯車を内歯車に軸方向から入れられても、小歯車を内歯車の中心から半径方向へ移動してかみあわせをさせることができなくなる現象である。この現象は内歯車とピニオンカッタの歯数差が少ない時に見られる。この現象が起きないためには次式を満たす必要がある。

$$\theta_1 + \text{inv } \alpha_{a1} - \text{inv } \alpha_w \geq \frac{Z_c}{Z_b} (\theta_2 + \text{inv } \alpha_{a2} - \text{inv } \alpha_w) \quad (3.1)$$

ここで、 θ_1 と θ_2 はそれぞれ式(3.2)と式(3.3)により計算される。

$$\theta_1 = \sin^{-1} \sqrt{\frac{1 - (\cos \alpha_{a1} / \cos \alpha_{a2})^2}{1 - (Z_1 / Z_2)^2}} \quad (3.2)$$

$$\theta_2 = \sin^{-1} \sqrt{\frac{1 - (\cos \alpha_{a2} / \cos \alpha_{a1})^2}{(Z_2 / Z_1)^2 - 1}} \quad (3.3)$$

3. 遊星歯車装置の組立制限

遊星歯車機構を成立させるために、次に三つの制限条件が課されている⁽¹⁻³⁾。

(1) 同軸制限条件

遊星歯車機構が成立つために、遊星歯車と内歯車がかみあう時の軸中心間距離は太陽歯車と遊星歯車がかみあう時の軸中心間距離と等しくならなければならない。この条件は遊星歯車機構の同軸制限条件と呼ばれる。転位のない標準内・外平歯車が遊星歯車機構に使用される場合には、この同軸制限条件を図1より式(4.1)で簡単に表現することができる。

$$\begin{aligned} & \text{太陽歯車の基準ピッチ円半径} + 2 \times \text{遊星歯車のピッチ円半径} \\ & = \text{内歯車の基準ピッチ円半径} \end{aligned} \quad (4.1)$$

太陽歯車、遊星歯車及び内歯車のピッチ円半径をそれぞれ r_s 、 r_p と r_l とすれば、式(4.1)は式(4.2)に書き換えられる。また歯車のピッチ円直径=歯数×モジュールという関係を用いれば、式(4.3)が得られる。そして式(4.3)を整理すれば、式(4.4)が得られる。即ち、太陽歯車、遊星歯車と内歯車の歯数を決める時には、式(4.4)を満足させなければならない。ここで、 m は歯車のモジュールである。

$$r_s + 2r_p = r_l \quad (4.2)$$

$$\frac{1}{2}mZ_s + 2 \times \left(\frac{1}{2}mZ_p\right) = \frac{1}{2}mZ_l \quad (4.3)$$

$$Z_s + 2 \times Z_p = Z_l \quad (4.4)$$

転位歯車を用いた遊星歯車機構の場合には、式(4.1)に示す基準ピッチ円はかみあいピッチ円になるが、“遊星歯車と内歯車の軸中心間距離=遊星歯車と太陽歯車の軸中心間距離”という条件でチェックすると計算は簡単になる。

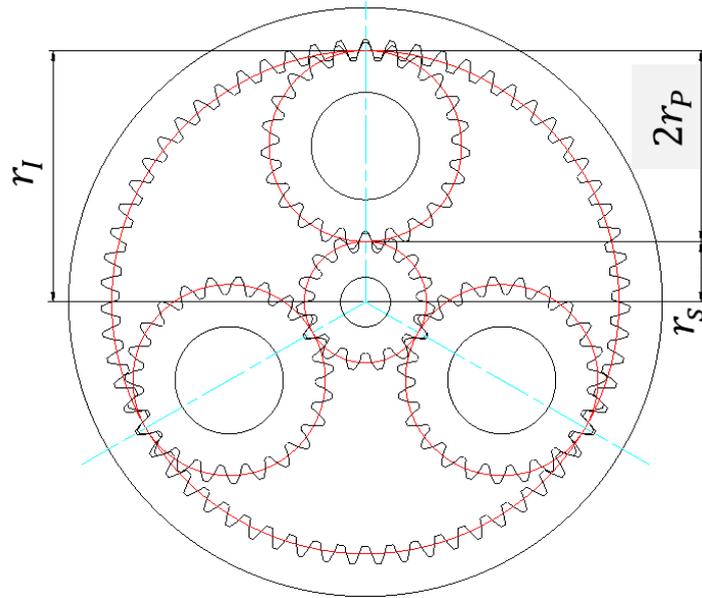


図1 同軸条件制限の説明図

(2) 遊星歯車の配置制限条件

図2に示すように三個の遊星歯車を円周方向に等間隔で配置できるようにするために、内歯車、遊星歯車と太陽歯車のピッチ円上の一部分の円弧から構成されて、閉じた太線の長さは歯の円周ピッチの整数倍でなければならない。即ち、(内歯車のピッチ円上の部分円弧長さ $L_1 + 2 \times$ 遊星歯車のピッチ円上の部分円弧長さ $L_2 +$ 太陽歯車のピッチ円上の部分円弧長さ L_3)を歯の円周ピッチで除した値は整数でなければならない。内歯車のピッチ円上の部分円弧長さは $L_1 = mZ_l\pi/n$ 、遊星歯車のピッチ円上の部分円弧長さは $L_2 = mZ_p\pi/2$ 、太陽歯車のピッチ円上の部分円弧長さは $L_3 = mZ_s\pi/n$ 、歯の円周ピッチは $t = m\pi$ で求まるので、遊星歯車の配置制限条件を式(5.1)で具現化することができる。

$$\frac{mZ_l\pi/n + 2 \times mZ_p\pi/2 + mZ_s\pi/n}{m\pi} = \frac{1}{n}(Z_l + Z_s) + Z_p = \text{整数} \quad (5.1)$$

また遊星歯車の歯数 Z_p は必ず整数であるので、式(5.1)を式(5.2)に簡略化することができる。式(5.2)は遊星歯車の配置制限条件となる。

$$\frac{1}{n}(Z_l + Z_s) = \text{整数} \quad (5.2)$$

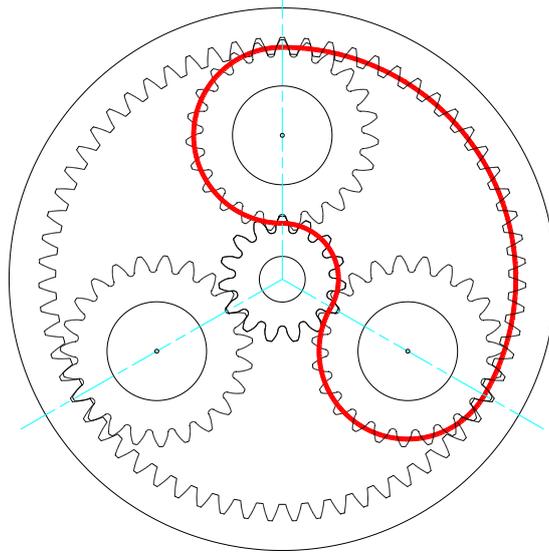


図2 遊星歯車の配置制限条件

(3) 遊星歯車同士の接近制限条件

図3に示すように多数の遊星歯車を使用する場合には、隣同士の遊星歯車が互いにぶつからないように式(6.1)の制限条件を課す必要がある。

$(\text{遊星歯車 1 の歯先円半径} + \text{遊星歯車 2 の歯先円半径}) < \text{隣同士の遊星歯車の中心間距離 } L$	(6.1)
--	-------

N 個の遊星歯車は全く同じ諸元で設計されているので、上式の左側は遊星歯車の歯先円の直径となる。即ち、式(6.1)を式(6.2)に書き換えられる。

$$\text{遊星歯車の歯先円直径} < \text{隣の遊星歯車同士の中心間距離 } L \quad (6.2)$$

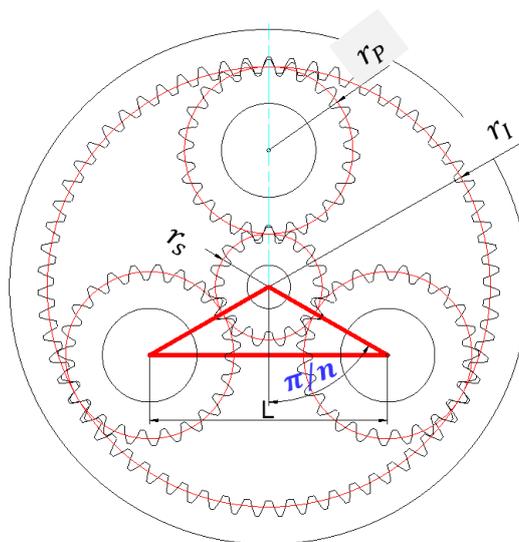


図3 遊星歯車同士の接近制限条件の説明図

転位のない標準歯車を用いれば、遊星歯車の歯先円直径は式(6.3)で求まる。また隣同士の遊星歯車の中心間距離 L は図3に示す二等辺三角形において式(6.4)で求まるので、式(6.3)と式(6.4)を式(6.1)に代入すれば、式(6.5)が得られる。式(6.5)は遊星歯車の外形干渉条件とも呼ばれる。

$$2 \times (0.5mZ_p + h_k) = 2 \times (0.5mZ_p + m) \quad (6.3)$$

$$L = 2 \frac{1}{2} m (Z_s + Z_p) \sin \frac{\pi}{n} \quad (6.4)$$

$$Z_p + 2 < (Z_s + Z_p) \sin \frac{\pi}{n} \quad (6.5)$$

4. 遊星歯車装置の設計計算ソフトの開発

開発した遊星歯車装置の設計計算ソフトウェアのメリュ画面を図4に示し、設計計算後に AutoCAD の製図テンプレートに出図された遊星歯車装置の様子を図5に示している。このソフトウェアがあれば、遊星歯車装置の設計が簡単にできるようになる。

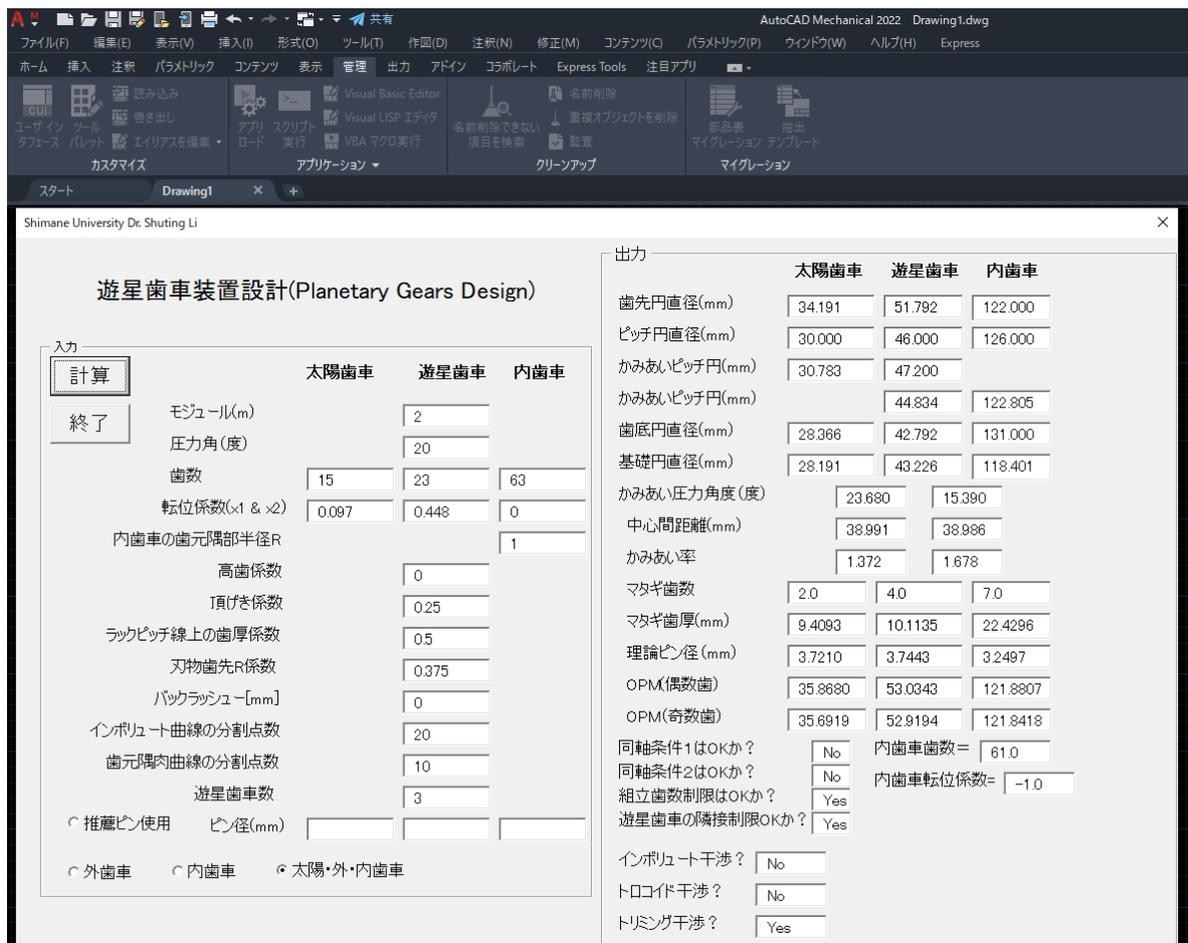


図4 開発した遊星歯車装置の設計計算ソフトウェアのメリュ画面

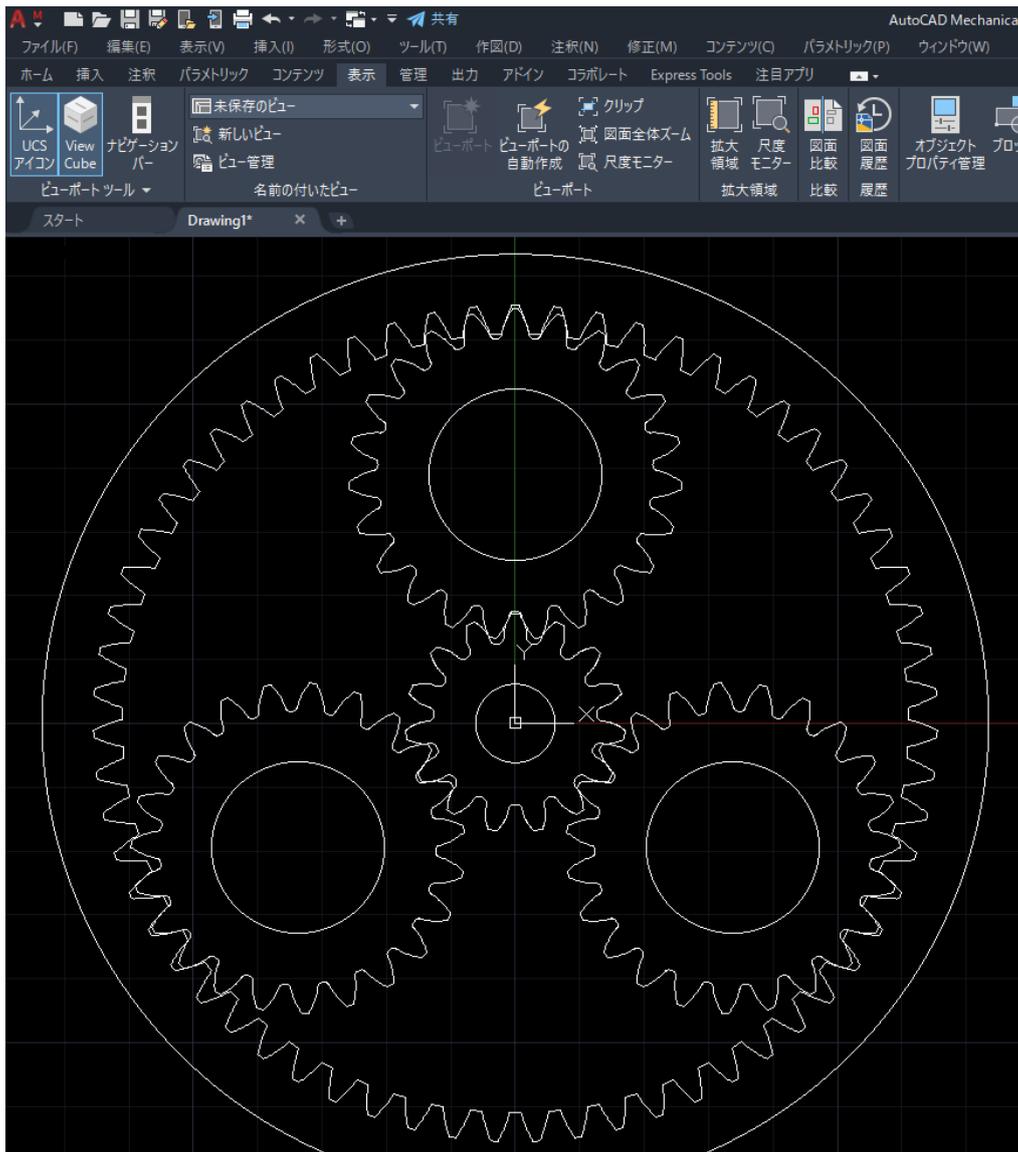


図5 設計計算後に AutoCAD の製図テンプレートに出図された遊星歯車装置の様子

参考文献：

- (1) 小原歯車工業株式会社, 歯車技術資料
- (2) 小原歯車工業株式会社, 製品カタログ
- (3) 協育歯車工業株式会社, 製品カタログ