

歯数差零の転位インボリュート内歯車に関する研究

両角 宗晴*・八重島 公郎**

(昭和44年10月31日受理)

1. 緒 言

内歯車とピニオンの歯数差が零で、しかも適当な中心距離でかみあい、速比1で回転する内歯車は、わずかな軸間距離を持つ歯車継手としてオルダム継手の代りに用いることが出来る。この場合両車の基礎円直径の大きさは等しいので、かみあい圧力角が 90° となり、通常の内歯車のかみあい理論式は適用出来ない。

この歯車の基礎理論については、すでに“インボリュート等速異中心歯車”として、保延¹⁾、荻野²⁾両氏によって論じられているが、本研究は実際にこれら内歯車を規格のピニオンカッタで歯切りするための解析理論に関するものである。すなわち、モジュール m 、工具圧力角 α_c 、縦転位係数 x_1, x_2 、横転位係数 u_1, u_2 を用いてかみあい方程式を求め、さらに、内歯車とピニオンの歯先尖り限界、ピニオンの切下げ限界、かみあい率、インボリュート干渉、隅肉干渉、頂隙の有無等に対する理論式を求め、これら理論式を用いて歯数差零の内歯車の設計に利用し得る総合限界線図を作成し、さらにこれら線図を用いて設計、試作を行なった。

2. 使用記号

m	:	モジュール
α_c	:	工具圧力角
Z	:	ピニオンと内歯車の歯数
x_1, x_2	:	ピニオンと内歯車のそれぞれの縦転位係数
u_1, u_2	:	// の横転位係数
α_{k1}, α_{k2}	:	// の歯先の圧力角
χ_1, χ_2	:	// の基円上歯隙角
d_{k1}, d_{k2}	:	// の歯先円直径
r_{k1}, r_{k2}	:	// の歯先円半径
r_{r1}, r_{r2}	:	// の歯元円半径
d_g	:	// の基礎円直径
r_g	:	// の基礎円半径

* 精密工学教室，教授

** 精密工学教室，助手

- h_k : 歯未のたけ係数(並歯のとき $h_k=1$, 低歯のとき $h_k<1$, 高歯のとき $h_k>1$)
- t_n : 法線ピッチ
- S_n : 法線バックラッシ
- a : 中心距離
- ε : かみあい率
- k_1 : ピニオンの歯底と内歯車の歯先との間の頂隙量を m で除したもの
- k_2 : 内歯車の歯底とピニオンの歯先との間の頂隙量を m で除したもの
- Z_h, Z'_h : 内歯車切削用ピニオンカッタとピニオン切削用ピニオンカッタの歯数の転位係数
- x_h, x'_h : // の歯先圧力角
- $\alpha_{kh}, \alpha_{kh}'$: // の切削かみあい圧力角
- α_h, α_h' : //

3. かみあい方程式

第1図に示すごとく、内歯車とピニオンの歯数差が零なる内歯車が中心距離 a でかみあい、速比1で回転する場合、内歯車とピニオンの基礎円の大きさが等しいので、両基礎円の共通切線(接触点の軌跡)は中心線 O_1O_2 に平行であり、従ってピッチ円の大きさは無限大となり、かみあい圧力角は 90° となる。普通の歯車ではかみあっている歯面の背面にバックラッシがつくが、この歯車では第1図に示すごとく、バックラッシはかみあい側とは離れた所(バックラッシ側)に生じ、かみあっている歯の背面の間隙はバックラッシではない。いまピニオンの歯形と内歯車の歯形が作用線 L 上の点 Q において接しているとき、つぎの関係がある。

$$\widehat{I_2Q} + \widehat{I_2'S_2} = \widehat{I_2a_2} + \widehat{I_2'b_2} = \widehat{I_2'I_2} + \widehat{a_2b_2}.$$

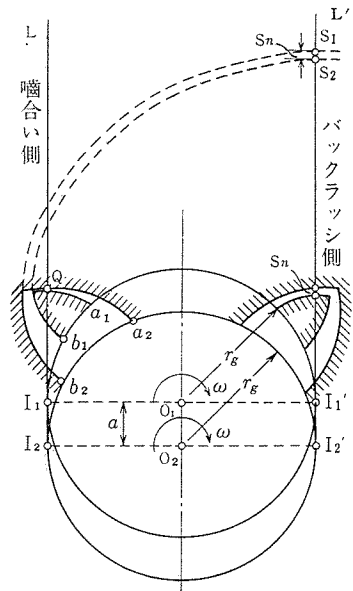
しかるに $\widehat{I_2Q} = \widehat{I_1I_2} + \widehat{I_1Q}$, $\widehat{I_2'S_2} = \widehat{I_1'I_2'} + \widehat{I_1'S_1} + S_n$ であるから

$$\widehat{I_2Q} + \widehat{I_2'S_2} = 2a + \widehat{I_1Q} + \widehat{I_1'S_1} + S_n.$$

しかるに $\widehat{I_1Q} + \widehat{I_1'S_1} = \widehat{I_1'I_1} + \widehat{a_1b_1}$ であるから

$$\widehat{I_2'I_2} + \widehat{a_2b_2} = 2a + \widehat{I_1'I_1} + \widehat{a_1b_1} + S_n.$$

しかるに $\widehat{I_1'I_1} = \widehat{I_2'I_2} (= \pi r_g)$ であるから



第1図

$$\widehat{a_2 b_2} = 2a + \widehat{a_1 b_1} + S_n.$$

いまピニオンおよび内歯車の基円上歯隙角をそれぞれ χ_1, χ_2 とすると

$$\widehat{a_1 b_1} = t_n - r_g \chi_1, \quad \widehat{a_2 b_2} = t_n - r_g \chi_2.$$

$$\therefore a = \frac{r_g(\chi_1 - \chi_2) - S_n}{2}. \quad (1)$$

上式が歯数差零なる内歯車かみあいにおけるかみあい方程式である。いま、ピニオンに正の x_1 を与えたときピニオンの歯厚が厚くなり、また正の u_1 を与えたとき歯厚が薄くなるように定め、内歯車に正の x_2 と、正の u_2 を与えたとき内歯車の歯みぞが広がるように定めると、 χ_1 と χ_2 は次式で表わされる。

$$\chi_1 = \frac{2}{Z} \left(\frac{\pi}{2} + u_1 - 2x_1 \tan \alpha_c \right) - 2 \operatorname{inv} \alpha_c,$$

$$\chi_2 = \frac{2}{Z} \left(\frac{\pi}{2} - u_2 - 2x_2 \tan \alpha_c \right) - 2 \operatorname{inv} \alpha_c.$$

また

$$r_g = \frac{1}{2} m Z \cos \alpha_c. \quad (2)$$

これらの式を(1)式に代入すると

$$a = m \left\{ (x_2 - x_1) \sin \alpha_c + \frac{1}{2} (u_1 + u_2) \cos \alpha_c \right\} - \frac{S_n}{2}. \quad (3)$$

この(3)式が歯数差零なる内歯車かみあいの中心距離を与える式であり、かみあい方程式である。

4. 歯数差零なる内歯車かみあいが成立するための条件

歯数差零なる内歯車かみあいにおいてはトロコイド干渉を生ぜず^{1), 2)}、ピニオンを軸方向から内歯車のかみあい位置に入れてやればトリミングについても考慮する必要がないから、この内歯車かみあいが成立するためにはつぎの諸条件を満足すればよい。

〔1〕 内歯車の歯先円は基礎円より大きいこと

〔2〕 内歯車の歯先が尖らないこと

〔3〕 ピニオンの歯先が尖らないこと

〔4〕 ピニオンに切下げがないこと

〔5〕 かみあい率 ε が 1 より大なること

〔6〕 インボリュート干渉を避けること

- [7] 隅肉干渉を避けること
 [8] 頂隙が存在すること

- [1] 内歯車の歯先円は基礎円より大きいこと
 内歯車の歯先円直径は

$$d_{k2} = (Z - 2h_k + 2x_2)m. \quad (4)$$

しかるときは, $d_{k2} \geq d_g$ なる条件から次式を得る.

$$Z \geq \frac{2(h_k - x_2)}{1 - \cos \alpha_c}. \quad (5)$$

または

$$\alpha_{k2} \geq 0. \quad (5')$$

- [2] 内歯車の歯先が尖らないこと

内歯車の縦転位係数 x_2 および横転位係数 u_2 が増加するにつれて, 歯みぞが広がり, 内歯車の歯先は尖るようになる. 内歯車の歯先が尖らないためには次式が成立すればよい.

$$\frac{\pi}{2} - u_2 - 2x_2 \tan \alpha_c - Z(\operatorname{inv} \alpha_c - \operatorname{inv} \alpha_{k2}) \geq 0. \quad (6)$$

ただし

$$\cos \alpha_{k2} = \frac{Z \cos \alpha_c}{Z - 2h_k + 2x_2}. \quad (7)$$

- [3] ピニオンの歯先が尖らないこと

ピニオンの縦転位係数 x_1 および横転位係数 u_1 が増加するにつれて ピニオンの歯先は尖るようになる. ピニオンの歯先が尖らないためには次式が成立すればよい.

$$\frac{\pi}{2} - u_1 + 2x_1 \tan \alpha_c - Z(\operatorname{inv} \alpha_{k1} - \operatorname{inv} \alpha_c) \geq 0. \quad (8)$$

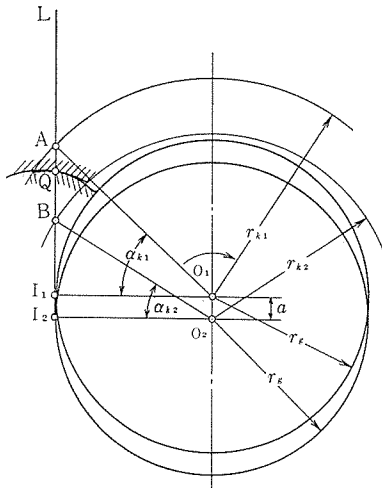
ただし

$$\cos \alpha_{k1} = \frac{Z \cos \alpha_c}{Z + 2h_k + 2x_1}. \quad (9)$$

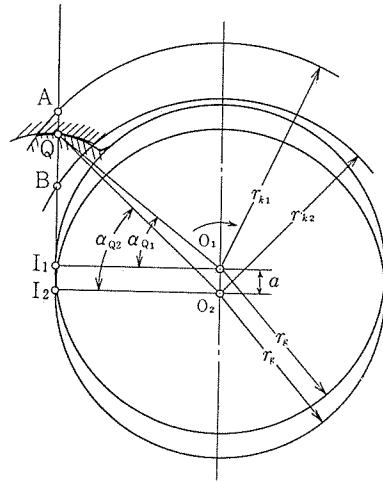
- [4] ピニオンに切下げがないこと

ピニオンに切下げが生じないためには次式が成立すればよい.

$$x_1 \geq h_k - \frac{1}{2} Z \sin^2 \alpha_c. \quad (10)$$



第2図



第3図

ただし、これは切下げ限界に対する理論的転位係数であり、実用上はこれより幾分小さな x_1 の値でも差支えない。

〔5〕 かみあい率 ϵ が1より大なること

第2図においてピニオンの歯先円と作用線の交点をA、内歯車の歯先円と作用線の交点をBとすると \overline{AB} はかみあい長さであり、かみあい率が1より大なるためには次式が成立しなければならない。

$$\epsilon = \frac{\overline{AB}}{t_n} \geq 1.$$

これより次式を得る。

$$\epsilon = \frac{1}{\pi} \left\{ \frac{Z}{2} (\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_{k2}) + (x_2 - x_1) \tan \alpha_c + \frac{1}{2} (u_1 + u_2) - \frac{S_n}{2m} \sec \alpha_c \right\} \geq 1. \tag{11}$$

または

$$\epsilon = \frac{1}{\pi} \left\{ \frac{Z}{2} (\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_{k2}) + \frac{a}{m} \sec \alpha_c \right\} \geq 1. \tag{11'}$$

〔6〕 インボリュート干渉を避けること

インボリュート干渉を避けるためには第2図において $\overline{I_1B} \geq 0$ であればよい。しかる時は $r_g \tan \alpha_{k2} \geq a$ であり、これより次式を得る。

$$(x_2 - x_1) \leq \frac{Z}{2} \cot \alpha_c \tan \alpha_{k2} - \frac{1}{2} (u_1 + u_2) \cot \alpha_c + \frac{S_n}{2m} \operatorname{cosec} \alpha_c. \tag{12}$$

〔7〕 隅肉干渉を避けること

いま、第3図において任意点 Q において両歯形が接しているとき、ピニオン歯形の Q 点における圧力角を α_{Q1} 、内歯車歯形の Q 点における圧力角を α_{Q2} とすると、 α_{Q1} と α_{Q2} の間には次の関係が成立する。

$$r_g(\tan \alpha_{Q2} - \tan \alpha_{Q1}) = a. \quad (13)$$

(a) 内歯車の歯元の隅肉干渉を避けるための条件式

いま、歯数 Z_h 、転位係数 x_h のピニオンカッタで内歯車を切削するとき、内歯車の歯元の隅肉の始まる点の圧力角を α_{Q2r} とし、ピニオンの歯先とかみあう内歯車の歯元の圧力角を α_{Q2} とすれば、内歯車の歯元に隅肉干渉を起さないためには次式が成立しなければならない。

$$\alpha_{Q2r} \geq \alpha_{Q2}.$$

ここで α_{Q2r} は次式より求められる。

$$\tan \alpha_{Q2r} = \left(1 - \frac{Z_h}{Z}\right) \tan \alpha_h + \frac{Z_h}{Z} \tan \alpha_{kh}. \quad (14)$$

ただし、 α_{kh} はピニオンカッタの歯先の圧力角、 α_h は切削かみあい圧力角であり、それぞれ次式から求められる。

$$\cos \alpha_{kh} = \frac{\cos \alpha_c}{1 + \frac{2.5x_h + 2x_h'}{Z_h}}, \quad (15)$$

$$\text{inv } \alpha_h = \text{inv } \alpha_c + 2 \tan \alpha_c \frac{x_2 - x_h}{Z - Z_h}. \quad (16)$$

また α_{Q2} は、(13)式の α_{Q1} に(9)式から得られる α_{k1} を代入したときの α_{Q2} として次式により求められる。

$$\tan \alpha_{Q2} = \tan \alpha_{k1} + \frac{2(x_2 - x_1)\tan \alpha_c + (u_1 + u_2)}{Z} - \frac{S_n}{mZ} \sec \alpha_c. \quad (17)$$

したがって、内歯車の歯元に隅肉干渉を生じないための条件式はつぎのごとく表わされる。

$$\begin{aligned} & Z(\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_h) + Z_h(\tan \alpha_h - \tan \alpha_{kh}) \\ & + \left\{ 2 \tan \alpha_c (x_2 - x_1) + (u_1 + u_2) - \frac{S_n}{m} \sec \alpha_c \right\} \leq 0. \end{aligned} \quad (18)$$

または

$$Z(\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_h) + Z_h(\tan \alpha_h - \tan \alpha_{kh}) + 2\frac{a}{m}\sec \alpha_c \leq 0. \quad (18')$$

(b) ピニオンの歯元の隅肉干渉を避けるための条件式

いま歯数 Z_h' 、転位係数 x_h' のピニオンカッタでピニオンを歯切りするときピニオンの歯元の隅肉の始まる点の圧力角を α_{Q1r} とし、内歯車の歯先とかみあうピニオンの歯元の圧力角を α_{Q1} とすれば、ピニオンの歯元に隅肉干渉を起さないためには次式が成立しなければならない。

$$\alpha_{Q1r} \leq \alpha_{Q1}.$$

ここで α_{Q1r} は次式により求められる。

$$\tan \alpha_{Q1r} = \left(1 + \frac{Z_h'}{Z}\right) \tan \alpha_h' - \frac{Z_h'}{Z} \tan \alpha_{kh}'. \quad (19)$$

ただし α_{kh}' はピニオンカッタの歯先の圧力角、 α_h' は切削かみあい圧力角であり、それぞれ次式から求められる。

$$\cos \alpha_{kh}' = \frac{\cos \alpha_c}{1 + \frac{2.5h_k + 2x_h'}{Z_h'}}, \quad (20)$$

$$\text{inv } \alpha_h' = \text{inv } \alpha_c + 2 \tan \alpha_c \frac{x_1 + x_h'}{Z + Z_h'}. \quad (21)$$

ピニオンを切削するのにラック形工具を用いるときは

$$\tan \alpha_{Q1r} = \tan \alpha_c - \frac{4(h_k - x_1)}{Z \sin 2\alpha_c}. \quad (22)$$

ただし、 h_k はラック形工具の歯先丸みのはじまる点までの歯末の丈を m で除したものである。また、 α_{Q1} は(13)式の α_{Q2} に(7)式から得られる α_{k2} を代入したときの α_{Q1} として次式により求められる。

$$\tan \alpha_{Q1} = \tan \alpha_{k2} - \frac{2(x_2 - x_1)\tan \alpha_c + (u_1 + u_2)}{Z} + \frac{S_n}{mZ} \sec \alpha_c. \quad (23)$$

したがってピニオンの歯元に隅肉干渉を生じないための条件式は

ピニオンがピニオンカッタにより切削される場合

$$Z(\tan \alpha_h' - \tan \alpha_{k2}) + Z_h'(\tan \alpha_h' - \tan \alpha_{kh}') + \left\{2(x_2 - x_1)\tan \alpha_c + (u_1 + u_2) - \frac{S_n}{m} \sec \alpha_c\right\} \leq 0. \quad (24)$$

または

$$Z(\tan \alpha_{h'} - \tan \alpha_{k2}) + Z_h'(\tan \alpha_{h'} - \tan \alpha_{kh'}) + 2\frac{a}{m}\sec \alpha_c \leq 0. \quad (24')$$

ピニオンがラック形工具により切削される場合

$$Z(\tan \alpha_c - \tan \alpha_{k2}) - 4(h_k - x_1)\operatorname{cosec} 2\alpha_c + \left\{ 2(x_2 - x_1)\tan \alpha_c + (u_1 + u_2) - \frac{S_n}{m}\sec \alpha_c \right\} \leq 0. \quad (25)$$

または

$$Z(\tan \alpha_c - \tan \alpha_{k2}) - 4(h_k - x_1)\operatorname{cosec} 2\alpha_c + 2\frac{a}{m}\sec \alpha_c \leq 0. \quad (25')$$

〔 8 〕 頂隙が存在すること

(a) 内歯車の歯底とピニオンの歯先との間に頂隙が存在するための条件
頂隙が存在するためには次式が成立しなければならない。

$$k_2 m = r_{r2} - r_{k1} - a \geq 0.$$

ただし、 r_{k1} はピニオンの歯先円半径、 r_{r2} は内歯車の歯元円半径にして

$$r_{k1} = \frac{1}{2}(Z + 2h_k + 2x_1)m, \quad (26)$$

$$r_{r2} = m \left\{ \frac{Z}{2} + \frac{Z - Z_h}{2} \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha_h} - 1 \right) + h_k + 0.25 + x_h \right\}. \quad (27)$$

ただし α_h は (16) 式から求める。

したがって内歯車の歯底とピニオンの歯先との間に頂隙が存在するための条件式は

$$k_2 = \left\{ 0.25 + \frac{Z - Z_h}{2} \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha_h} - 1 \right) + x_h - x_1 \right\} - \frac{a}{m} \geq 0. \quad (28)$$

ただし α_h は (16) 式から、 a は (3) 式から求められる。

(b) ピニオンの歯底と内歯車の歯先との間に頂隙が存在するための条件
頂隙が存在するためには次式が成立しなければならない。

$$k_1 m = r_{k2} - a - r_{r1} \geq 0.$$

ここで r_{k2} は (4) 式から求められピニオンの歯元円半径 r_{r1} は次式により求められる。

ピニオンがピニオンカッタにより切削されるとき

$$r_{r1} = m \left\{ \frac{Z}{2} + \frac{Z_h' + Z}{2} \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha_{h'}} - 1 \right) - h_k - 0.25 - x_{h'} \right\}. \quad (29)$$

ピニオンがラック形工具により切削されるとき

$$r_{r1} = m \left(\frac{Z}{2} - h_k - 0.25 + x_1 \right). \quad (30)$$

したがってピニオンの歯底と内歯車の歯先との間に頂隙が存在するための条件式はつぎのごとく表わされる。

ピニオンがピニオンカッタにより切削される場合

$$k_1 = \left\{ 0.25 - \frac{Z + Z_h'}{2} \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha_h'} - 1 \right) + x_h' + x_2 \right\} - \frac{a}{m} \geq 0. \quad (31)$$

ただし α_h' は (21) 式から、 a は (3) 式から求められる。

ピニオンがラック形工具により切削される場合

$$k_1 = (x_2 - x_1 + 0.25) - \frac{a}{m} \geq 0. \quad (32)$$

ただし a は (3) 式から求められる。

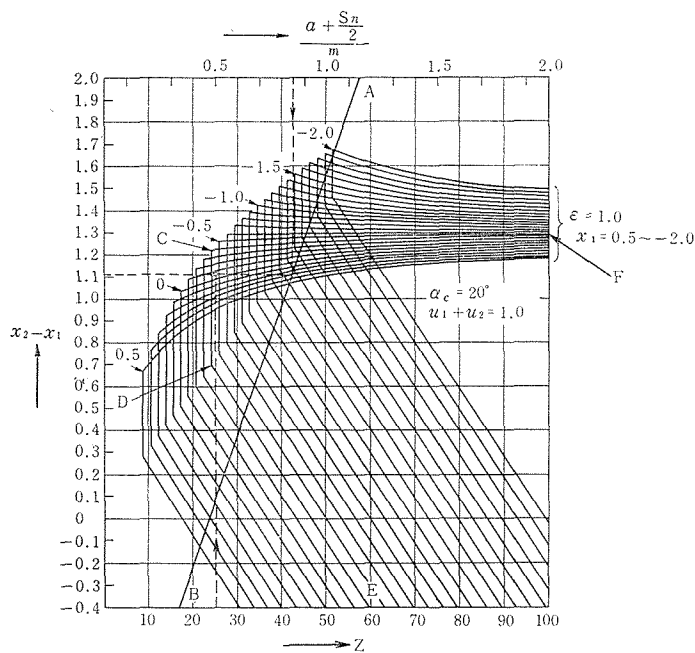
内歯車やピニオンを切削するピニオンカッタおよびラック形工具の歯末のたけは頂隙分 $0.25m$ だけ高くなっているから通常隅肉干渉と頂隙の有無については考慮する必要はない。しかし $(u_1 + u_2)$ が非常に大きい場合には問題が生ずる可能性があるので前述の条件式により検討する必要がある。

5. ピニオンと内歯車の歯切り

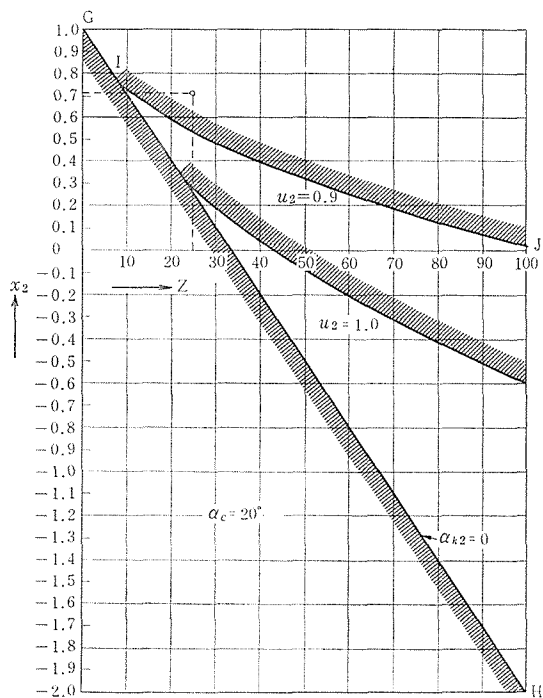
ピニオンカッタによってこの内歯車とピニオンを歯切りするにあたっては、それぞれ縦転位量 mx_2 と mx_1 の転位歯切りをした後で、それぞれ横転位量 mu_2 と mu_1 の分だけピニオンカッタを回転させてもう一度歯切りすればよい。また、ピニオンをラックカッタまたはホブで歯切りするときは、縦転位量 mx_1 の転位歯切りした後で横転位量 mu_1 だけラックカッタまたはホブをピッチ線方向にずらせてもう一度歯切りすればよい。

なお、内歯とピニオンをそれぞれ一度で歯切りするためには、内歯の歯切りに対するピニオンカッタはその基準ピッチ円周上での歯厚が正規の円弧歯厚よりも mu_2 だけ厚いものを使用すれば縦転位量 mx_2 の一度の歯切りでよく、またピニオンの歯切りに対するピニオンカッタはカッタの基準ピッチ円周上での歯厚が正規の円弧歯厚よりも mu_1 だけ厚いものを使用すれば縦転位量 mx_1 の一度の歯切りでよく、もしラックカッタまたはホブで歯切りするときは、そのピッチ線方向の歯厚が正規の歯厚よりも mu_1 だけ厚いカッタを用いれば縦転位量 mx_1 の一度の歯切りでよい。

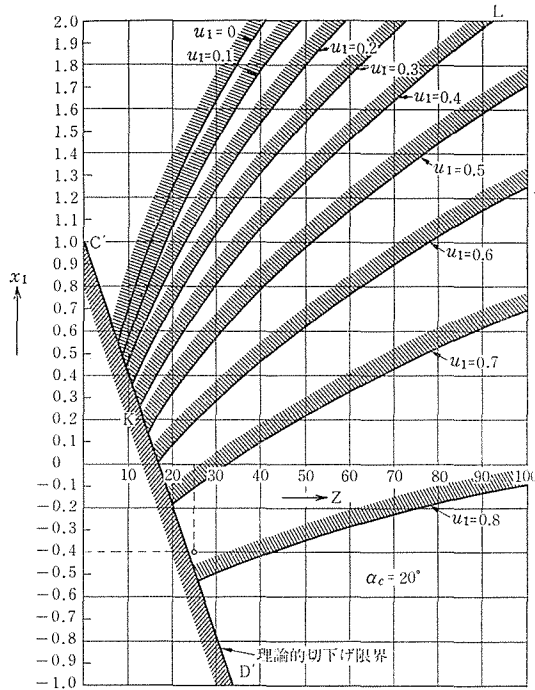
なお、内歯車をピニオンカッタで歯切りする場合は多くの干渉が生じやすく、とくに内歯車とピニオンカッタの歯数差が小さいときに、これら干渉が問題となる。筆者はすでに、これら内歯車の干渉について詳細に研究し、内歯車の設計と製作に便利な多くの総合的限界線図を作成した^{4),5)}。



第 4 図



第 5 図



第 6 図

6. 総合限界線図

さて、 $\alpha_c = 20^\circ$, $h_k = 1.0$, $u_1 + u_2 = 0 \sim 1.0$ (0.1 とび)

$x_1 = -2.0 \sim 0.5$ (0.1 とび), $x_2 = -2.0 \sim 1.0$ (0.1 とび)

として (3) 式のかみあい方程式と前記諸条件〔1〕から〔6〕を全部満足する Z , x_1 , x_2 , u_1 , u_2 , a , S_n を合理的に求めるための線図を作成した。第 4 図, 第 5 図, 第 6 図はそれらの線図のうちの代表的なものである。

第 4 図は $\alpha_c = 20^\circ$, $u_1 + u_2 = 1.0$ に対する図表を示し, 下部横軸は Z , 上部横軸は $(a + \frac{S_n}{2})/m$, 縦軸は $(x_2 - x_1)$ を示す。

直線 AB…… $(a + \frac{S_n}{2})/m$ と $(x_2 - x_1)$ との関係を与える直線 ((3) 式の a)

直線 CD……ピニオンの切下げ限界線 (条件〔4〕の限界線)

曲線 CF……かみあい率 $\varepsilon = 1$ の限界線 (条件〔5〕の限界線)

曲線 DE……インボリュート干渉限界線 (条件〔6〕の限界線)

第 4 図において直線 CD, 曲線 CF, 曲線 DE でかこまれた領域が条件〔4〕, 〔5〕, 〔6〕を満足する安全領域である。

第 5 図は, $\alpha_c = 20^\circ$ の内歯車の歯先尖りに対する限界線図を示し, 横軸は Z , 縦軸は x_2 を示し,

直線 GH…… $\alpha_{k2} = 0$ なる限界線 (条件〔1〕の限界線)

曲線 IJ……内歯車の歯先尖り限界線 (条件〔2〕の限界線)

図においてハッチングをつけた側は、条件を満足しない部分であり、したがって直線GHより右側で、かつ曲線I Jより下側の部分が条件〔1〕と〔2〕を満足する安全領域である。

第6図は、 $\alpha_c=20^\circ$ のピニオンの歯先尖りに対する限界線図を示し、横軸は Z 、縦軸は x_1 を示し、

曲線KL……ピニオンの歯先尖り限界線(条件〔3〕の限界線)

直線C'D'……ピニオンの切下げ限界線(条件〔4〕の限界線、これは第4図の直線CDに相当する)

図においてハッチングをつけた側が条件を満足しない部分であり、したがって曲線KLより下側で、かつ直線C'D'より右側の部分が条件〔3〕と〔4〕を満足する安全領域である。

これら第4図、第5図、第6図の図表を用いることにより、条件〔1〕～〔6〕、および(3)式のかみあい方程式のすべてを満足する内歯車とピニオンの歯数と転位係数の合理的選択を容易に行い得る。

並歯の代りに低歯、高歯に対してこれら図表を適用するには Z/h_k , x_1/h_k , x_2/h_k , u_1/h_k , u_2/h_k , a/h_k , S_n/h_k を Z , x_1 , x_2 , u_1 , u_2 , a , S_n として図表を用いればよい。

7. 数 値 例

限界線図を実際に応用する方法を明らかにするため数値例を示す。 $a=2.07$, $S_n=0.1$ でかみあう $\alpha_c=20^\circ$, $m=2.5$, $h_k=1$ なる歯数差零の内歯車の転位係数と歯数を求める。いま $u_1+u_2=1.0$ と仮定し、第4図を用い、第4図の上部横軸上に $(a+\frac{S_n}{2})/m=0.848$ をとり、その点から AB 直線にぶつかるまで真下に直線を下ろし、AB 直線との交点において、横軸に平行な直線を引き、縦軸との交点を読んで $(x_2-x_1)=1.11$ を求める。

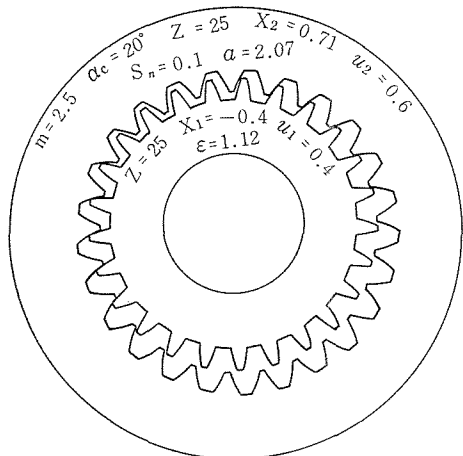
つぎにこの直線上にあって、しかも直線 CD、曲線 CF、曲線 DE にかこまれた安全領域内にある点として $x_1=-0.4$, $Z=25$ を採用すれば $x_2=(x_2-x_1)+x_1=0.71$ を得る。これら値は、条件〔4〕、〔5〕、〔6〕および(3)式のかみあい方程式を満足する。つぎに

$u_1+u_2=1.0$ であるから一応 $u_1=0.4$, $u_2=0.6$ と仮定する。

そこで第5図を用いて、 $u_2=0.6$ に対して $Z=25$, $x_2=0.71$ なる点は安全領域内にあるから、条件〔1〕、〔2〕を満足していることがわかる。

また第6図を用いて $u_1=0.4$ に対して $Z=25$, $x_1=-0.4$ なる点は安全領域内にあるから条件〔3〕と〔4〕を満足していることがわかる。

なお、内歯車とピニオンの歯切りには $m=2.5$, $\alpha_c=20^\circ$, $Z_h=Z_h'=16$, $x_h=x_h'=0.157$ なる規格ピニオンカッタを用いた



第 7 図

が、内歯車の切削にあたって、何等の干渉もなく歯切り出来ることが筆者の作成した総合干渉線図^{4),5)}から確認されている。

第7図は数値例により設計試作された下記諸元の歯数差零なる転位インボリュート内歯車を示す。

$$\alpha_c=20^\circ, m=2.5, Z=25, x_1=-0.4, x_2=0.71, u_1=0.4, u_2=0.6, h_k=1, \\ a=2.07, S_n=0.1, \varepsilon=1.12$$

8. 結 論

- (1) モジュール m , 工具圧力角 α_c , 縦転位係数 x_1, x_2 さらに横転位係数 u_1, u_2 を用いて歯数差零なる転位インボリュート内歯車のかみあい方程式, および不干渉条件式を導いた。
- (2) 工具圧力角 $\alpha_c=20^\circ$, ピニオンの縦転位係数 $x_1=-2.0\sim 0.5$ (0.1とび), 内歯車の縦転位係数 $x_2=-2.0\sim 1.0$ (0.1とび), ピニオンと内歯車の横転位係数の和 $u_1+u_2=0\sim 1.0$ (0.1とび), 歯末のたけ係数 $h_k=1$ に対して干渉を避けるための総合的限界線図を作成し, その一例を示した。
- (3) これらの限界線図は $h_k=1$ に対するものであるが $h_k \neq 1$ のときはこれら図表中の $Z, x_1, x_2, u_1, u_2, a, S_n$ の代わりに $Z/h_k, x_1/h_k, x_2/h_k, u_1/h_k, u_2/h_k, a/h_k, S_n/h_k$ を用いおればよい。
- (4) 限界線図を用いて, 歯数差零の内歯車を設計し, 実際に規格ピニオンカッタを用いて歯切りを行い, 歯数差零なる転位インボリュート内歯車の試作に成功した。

文 献

- 1) 保延誠, 細田益三, 渡部富治: 日立評論論文集, 5号, 6号, 8号 (昭24-7, 8, 10).
- 2) 荻野修作: 日本機械学会論文集, 23巻126号, P.88 (昭32-2).
- 3) 中田 孝: 転位歯車, P.161, 誠文堂新光社 (昭24).
- 4) Muneharu MOROZUMI: Proceedings of 1967 JSME Semi-International Symposium, 309, (1967-9).
- 5) 両角宗晴: 信州大学工学部紀要, 第22号, P.65 (昭42-12).

Summary

Study on Profile Shifted Involute Internal Gears having no Difference in Number of Teeth between Internal Gear and Pinion

Muneharu MOROZUMI and Kōrō YAEJIMA

(Department of Precision Engineering, Faculty of Engineering)

In this paper, the author treats profile shifted involute internal gears having no difference in number of teeth between internal gear and pinion and intermeshing with an appropriate center distance and with a contact ratio of greater than 1.

The synthetic diagrams available for the design and production of the profile shifted involute internal gears mentioned above are prepared.

The author shows a numerical example with a view to facilitating the practical utilization of these diagrams, and the profile shifted involute internal gearsets in which the difference between the number of teeth in the internal gear and in the spur pinion is equal to zero are made by providing adequate profile shifting to the internal gear and the pinion of ordinary involute tooth profile.