こう配歯まがりばかさ歯車の歯切法に関する研究*

(カッタ軸を傾けない点接触歯車の歯切法)

田 村 久 司**

A Study on the Gear Cutting Method of Spiral Bevel Gears with a Tapered Tooth Height (Point-Contact Gear Cutting Method without Cutter-Tilt)

by Hisashi TAMURA

Point-contact spiral bevel gears substantially have both lengthwise and profile ease-off to get smooth action in the gearing. This paper is concerned with the gear cutting method of point-contact spiral bevel gears with a tapered tooth height. In the method, the cutter axis is not tilted. The point-contact gears are obtained by the Gleason type cutter in which inside blades are modified to a circular arc. A pair of gears cut by this method meshes with little relative curvature. The main procedure of the method is to determine THE MACHINE SETTING taking account of the gear engagement. The theory is developed assuming that the Gleason hypoid generator is used without cutter-tilt and the generating relationships are unaltered.

Key Words: Gear, Spiral Bevel Gear, Cutting Method, Ease-off, Tapered Tooth Height, Tooth Bearing, Gleason Hypoid Generator

1. 緒 言

グリーンソン式こう配歯まがりばかさ歯車の歯切上の問題点は、良好な歯当りを得るために、多くの経験が必要とする点にある。既報⁽¹⁾⁽²⁾では、これを改善する目的で、設計目標をはじめから小さな相対全曲率で点接触する歯車対におくことを提案し、そのための理論と設計例を示した。

既報の歯車対および本研究で得る歯車対は、いずれも歯形修整とクラウニングを同時に施した形の歯面どうしの接触になる。したがって、機構学的には非定速比の点接触歯車である。しかし、この非定速比および点接触の程度は、歯形修整量およびクラウニング量との関係において、いずれも実用上許容できる程度のものである。

ところで、これまでに提案してきた歯切法は、原理的には仮想冠歯車を媒介にした間接創成法であった。そして、そのための歯切盤としてカッタ軸を傾けること(Tilt)のできる歯切盤を想定していた。

グリーンソン方式のまがりばかさ歯車歯切盤にはカッ

タ軸のTiltできない構造のものがある。そして、この構造の歯切盤でこう配歯を歯切することも多い。その場合には、間接創成法を模した近似歯切法になっているため、被削歯車どうしのかみあいに関する理論的根拠は不明確になっている。よって、これが原因して良好な歯当りが得にくくなり、歯切作業に多くの経験が要求されるものと思われる。

本研究は、これに対処するため、点接触を这样做こう配歯まがりばかさ歯車の、特にカッタ軸を傾けない歯切法について、機構学的立場から検討を加えたものである。

2. 基本的な考え方

2・1 点接触歯車対の構成 仮想冠歯車を媒介にした既報の間接創成法の場合⁽¹⁾⁽²⁾、ギヤとピニオンが点接触するためには、対応する各歯面を創成する曲面(仮想冠歯車歯面)が仮想冠歯車空間内で線接触していればよいが、それらの曲面が点接触しているときには非定速比点接触歯車対を得る。本法の場合、ギヤおよびピニオンを創成する工具歯車は仮想冠歯車でないが、それに近い。よって、工具歯車歯面となる曲面の形状と、工具歯車空間内におけるその曲面の位置・姿勢とが適当に決められているならば、仮想冠歯車の場

* 昭和60年10月2日 第63期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和60年3月1日。

** 正員、新潟大学工学部(〒950-21 新潟市五十嵐2の町)。

合同様、それぞれの工具歯車によって創成された被削歯車どうして非定速比点接触歯車対を構成することができるであろう。これが本研究における点接触歯車対を得るための基本的な考え方であるが、結局は仮想冠歯車かそうでないかの相違はあるものの、既報と同じく工具歯車に対してその歯面となる曲面をどのように配置するかという、いわゆるマシン・セッティングの問題になる。

2.2 マシン・セッティングに関する考え方 点接触歯車対を構成するため、これまでどおり工具歯車歯面に円すい面と擬円すい面を用いることにする。円すい面の母線はグリーンソン式カッタの外側ブレードの切れ刃直線である。擬円すい面の母線は内側ブレードの切れ刃直線を修整した円弧である。円弧の曲率半径はカッタ半径の3~4倍程度⁽¹⁾とする。

次に、このような歯面(刃面)をもつ工具歯車で創成歯切したギヤとピニオンのかみあいを考える。図1は、この場合のピッチ線である y 軸上で、ピッチ円すいの頂点である原点 O から距離 R_m にある点 P でギヤ歯面とピニオン歯面が点接触している状態を示している。ギヤとピニオンはこの状態で使用される。以下、これを「図1の状態」ということにする。点 P は設計基準点であり、被削歯車歯面上の点あるいはピッチ線上の点のいずれかであり、区別しないで用いる。 δ_g, δ_p および λ_g, λ_p はそれぞれギヤとピニオンの歯元角および歯元円すい角であり、いまのところ既知としておく。以下、添字 g, p はそれぞれギヤ、ピニオンに関することを意味するものとする。

さて、ギヤおよびピニオンを歯切するとき、本法では歯車材を図2のように歯切盤に設置する。すなわち、カッタ刃先はクレードル軸に垂直な平面上を動くので、刃先が被削歯車の歯底を削るようにするために、被削歯車歯底円すいをクレードル軸に垂直な平面に接するよう配置する。なお、図2で $O_m-x_my_mz_m$ は歯切盤に設定した座標系であり、 O_m はマシン原点、 x_m 、

y_m, z_m 軸はそれぞれ V 軸、 H 軸、クレードル軸である。また、点 O はピッチ円すいの頂点である。

$O_m-x_my_mz_m$ に対する歯車材の姿勢は上述のとおりであるが、その位置は次のようにして決める。まず第1に、歯切盤とカッタ刃面とによって作り出される工具歯車と、歯車材との創成比関係は仮想冠歯車と歯車材とのそれに等しくする。すなわち、創成比は間接創成法の場合と同じにする。次に、この創成比のもとで、被削歯面上の設計基準点 P が創成される瞬間には、その点において工具歯車と歯車材との相対速度が「零」になるように歯車材の位置を決める。これから、Sliding baseの追込み量を $\overline{O_mO'_m}$ 、work headの引戻し量を $\overline{O'_mO}$ とすれば、ギヤについては $\overline{OO_m} = R_m(1 - \cos \delta_g)$ になることから、次式を得る(図2参照)。

$$\left. \begin{aligned} \overline{O_mO'_m} &= R_m(1 - \cos \delta_g) \tan \lambda_g \\ \overline{O'_mO} &= R_m(1 - \cos \delta_g) / \cos \lambda_g \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

一般に、ピニオンについてはこの量は無視できる程度に小さい値になることが多い。

さて、以上のように歯車材を歯切盤に設置すると、点 P におけるギヤ歯面法線は工具歯車歯面法線に一致する。したがって、工具歯車歯面を与えるカッタの位置と刃形が決まると被削歯車の凹、凸両歯面上の点 P における歯面法線が決まる。次に、このようにして歯切したギヤとピニオンを図1のかみあいの状態に設置し、このときのギヤとピニオンの点 P における歯面

図1 ギヤとピニオンのかみあい

図2 ギヤブランクの歯切盤への取付け

法線をベクトル表示し N_g, N'_g, N_p, N'_p とする。ここに「'」はギヤ凸歯面とピニオン凹歯面に関することを意味するものとする。

ここで、ピニオンに関しては凸歯面歯切のときのカット位置は凹歯面歯切のときのそれとは異なるものとする。すなわち Single-Side 法を想定する。

図 1 の状態で、設計基準点 P でギヤとピニオンが点接触するためには、 N_0 を歯面法線の設計目標値（歯直角圧力角とねじれ角で決まる）として

$$\left. \begin{aligned} N_g &= N_p \cong N_0 \\ N'_g &= N'_p \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

結局、設計基準点 P で式 (2) が成立するようにギヤとピニオンを歯切すればよいことになる。このことは式 (2) を考慮してカット刃形とカット位置を決定する問題になる。これがマシン・セッティングに関する考え方の基本であり、以下にその具体的手順を示す。

3. 切れ刃の形成する曲面

本研究で用いるカット切れ刃の形状を図 3 に示す。この形状は既報⁽¹⁾⁽²⁾の場合と基本的には変わっていない。内側切れ刃曲線は円弧で、その曲率半径 r はカット半径 R の 3~4 倍である。外側切れ刃は直線である。 $O_c-x_c y_c z_c$ はカットに取付けた座標系であり、 z_c 軸はカット軸である。 W はポイント幅、 γ_1, γ_2 は切れ刃の傾き角、 θ と v は切れ刃曲（直）線を表すための径数である。 y_0, z_0 は円弧の曲率中心の座標である。円弧は $x_c=0$ なる平面内で点 A $(0, R-W/2, 0)$ 、B $(0, R-W/2-R \tan \gamma_2/8, -R/8)$ を通るものとした。そのときには

図 3 カット切れ刃の形状

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= R - W/2 - R \tan \gamma_2/16 \\ &\quad - \sqrt{r^2 \cos^2 \gamma_2 - (R/16)^2} \\ z_0 &= \sqrt{r^2 \sin^2 \gamma_2 - (R \tan \gamma_2/16)^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

θ_0 は、図示のごとく、基準線から切れ刃先端までの角度であり、これを用いれば、刃先は $\theta=0$ である。図より

$$\tan \theta_0 = z_0 / (R - W/2 - y_0) \dots\dots\dots (4)$$

また、カットブレードの圧力角を α 、カット番号を C とすれば、切れ刃の傾き角（ラジアン）は

$$\gamma_{1,2} = \alpha \mp 0.002909C \dots\dots\dots (5)$$

さて、図 3 の内・外切れ刃を z_c 軸まわりに旋回したときに得る、いわゆる切れ刃の形成する曲面を $O_c-x_c y_c z_c$ で表し、それらを $X_{gc}, X'_{gc}, X_{pc}, X'_{pc}$ とすれば、式 (6) を得る⁽¹⁾。式中の u, v あるいは u, θ は曲面を表すための径数であり、 u は切れ刃の旋回角を意味し、 v, θ の意味は図 3 に表記してある。式 (6) で示される曲面の単位法線ベクトルをそれぞれ $N_{gc}, N'_{gc}, N_{pc}, N'_{pc}$ とする。

$$\left. \begin{aligned} X_{gc}(u_g, v_g) &= \begin{pmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -v_g \sin \gamma_1 \sin u_g - (R+W/2) \sin u_g \\ v_g \sin \gamma_1 \cos u_g + (R+W/2) \cos u_g \\ -v_g \cos \gamma_1 \end{pmatrix} \\ X'_{gc}(u'_g, \theta'_g) &= \begin{pmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -r \cos(\theta'_g + \theta_0) \sin u'_g - y_0 \sin u'_g \\ r \cos(\theta'_g + \theta_0) \cos u'_g + y_0 \cos u'_g \\ -r \sin(\theta'_g + \theta_0) + z_0 \end{pmatrix} \\ X_{pc}(u_p, \theta_p) &= \begin{pmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -r \cos(\theta_p + \theta_0) \sin u_p - y_0 \sin u_p \\ r \cos(\theta_p + \theta_0) \cos u_p + y_0 \cos u_p \\ r \sin(\theta_p + \theta_0) - z_0 \end{pmatrix} \\ X'_{pc}(u'_p, v'_p) &= \begin{pmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -v'_p \sin \gamma'_1 \sin u'_p - (R+W/2) \sin u'_p \\ v'_p \sin \gamma'_1 \cos u'_p + (R+W/2) \cos u'_p \\ v'_p \cos \gamma'_1 \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

4. 工具歯車歯面の決定

式(6)で示される曲面を工具歯車に取付けてその歯面にする。この歯面は、図2、3から明らかなように、カット中心 O_c の $O_m-x_my_mz_m$ における x_m, y_m 座標 (V, H) によって決まる。本章では V, H の決め方について述べる。

4.1 ギヤ凹歯面とピニオン凸歯面について この場合、工具歯車歯面になる曲面とその法線は $X_{gc}(u_g, v_g), N_{gc}(u_g, v_g), X_{pc}(u_p, \theta_p), N_{pc}(u_p, \theta_p)$ である。ところで、図2、3を参照すれば、被削歯面上の点 P を創成する瞬間の v_g, θ_p は次式で求められる。

$$\left. \begin{aligned} R_m \sin \delta_g &= v_g \cos \gamma_i \\ R_m \sin |\delta_p| &= r \sin (\theta_0 + \theta_p) - z_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

よって、図2の状態における点 P の歯面法線は

$$\left. \begin{aligned} N_{gc} &= N_{gc}(u_g) \\ N_{pc} &= N_{pc}(u_p) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

この法線を図1の状態で表示すると、 $A(\delta)$ を座標変換行列として

$$\left. \begin{aligned} N_g &= A(\delta_g) N_{gc} \\ N_p &= A(\delta_p) N_{pc} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

$$A(\delta) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \delta & -\sin \delta \\ 0 & \sin \delta & \cos \delta \end{pmatrix} \dots\dots\dots (10)$$

N_g, N_p の各成分をそれぞれ $N_{gx}, N_{gy}, N_{gz}, N_{px}, N_{py}, N_{pz}$ とする。また、点 P におけるねじれ角を β (未知) とすれば、歯面の接触条件式(2)は次のように表せる。

$$\left. \begin{aligned} N_{gy}(u_g)/N_{gx}(u_g) &= -\tan \beta \\ N_{py}(u_p)/N_{px}(u_p) &= -\tan \beta \\ N_{gz}(u_g) &= N_{pz}(u_p) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

第1、2式より $u_g(\beta), u_p(\beta)$ を導き、これを第3式に代入し、 β を求める。歯形の圧力角 α に関する $N_{gz}(=N_{pz})$ とねじれ角 β は設計目標値に近い値でなければならない。設計目標値からこれらの値が大きく異なったときには、カット番号を変更し、 γ_1, γ_2 を変える。

カット中心 O_c の座標 (V, H) は、式(11)で得た u_g, u_p を用いて、次式から求められる。

$$\left. \begin{aligned} X_{gc} + \begin{pmatrix} V_g \\ H_g \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 \\ R_m \\ -R_m \sin \delta_g \end{pmatrix} \\ X_{pc} + \begin{pmatrix} V_p \\ H_p \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 \\ R_m \\ -R_m \sin \delta_p \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

4.2 ギヤ凸歯面とピニオン凹歯面について こ

の場合、工具歯車歯面になる曲面とその法線は $X'_{gc}(u'_g, \theta'_g), N'_{gc}(u'_g, \theta'_g), X'_{pc}, N'_{pc}$ である。ここでは、後の都合も考えて、 $X'_{pc}(u'_p, v'_p, \gamma'_i), N'_{pc}(u'_p, \gamma'_i)$ とする。被削歯歯面上の点 P を創成する瞬間の θ'_g, v'_p は前節と同様に、次式で計算される。

$$\left. \begin{aligned} R_m \sin \delta_g &= r \sin (\theta_0 + \theta'_g) - z_0 \\ R_m \sin |\delta_p| &= v'_p \cos \gamma'_i \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

ただし、 γ'_i が決まらなると v'_p は決まらないことに注意する。

ところでギヤ凸歯面は、ギヤ凹歯面を歯切したときのカット位置をそのままにしておき、歯みぞの幅を広げたときに得る歯面とする。したがって、カット中心 O_c の座標は前節で得た (V_g, H_g) である。このことを考えると、図4でギヤ凸歯面上の点 P を創成する X'_{gc} 上の点 Q は半径 R_m なる円周上になければならないことから、 u'_g が決まってしまう。 u'_g は次式で計算される。

$$\{X'_{gc}(u'_g) + V_g\}^2 + \{Y'_{gc}(u'_g) + H_g\}^2 = R_m^2 \dots\dots\dots (14)$$

ここに X'_{gc}, Y'_{gc} は X'_{gc} の x_c, y_c 座標成分である。

θ'_g と u'_g が決まると歯面法線 N'_{gc} も決まる。図2の状態でのギヤ凸歯面上の点 P における法線は、 N'_{gc} を z_m 軸まわりに角度 ψ 回転したときのそれである。角度 ψ は

$$\tan \psi = (X'_{gc} + V_g) / (Y'_{gc} + H_g) \dots\dots\dots (15)$$

これより、図1の状態でのギヤ凸歯面の法線 N'_g は

$$N'_g = A(\delta_g) B(\psi) N'_{gc} \dots\dots\dots (16)$$

で求められ、既知となる。ここに

$$B(\psi) = \begin{pmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \dots\dots\dots (17)$$

ピニオン凹歯面上の点 P の法線 N'_p は N'_{pc} によって決まり、それは式(9)を参照して

$$N'_p(u'_p, \gamma'_i) = A(\delta_p) N'_{pc}(u'_p, \gamma'_i) \dots\dots\dots (18)$$

歯面の接触条件式(2)より

$$N'_g = N'_p(u'_p, \gamma'_i) \dots\dots\dots (19)$$

N'_g, N'_p は単位法線ベクトルであるから、式(19)か

図4 工具歯面 X_{gc} と X'_{gc}

ら2本のスカラ式を得る。これが未知定数の個数と等しいので、 u_p, γ_i が求められる。 γ_i はカット番号に係する。よって γ_i は用意された数値の中から選ばなければならない。都合のよい γ_i の値を得るために、 δ_p か δ_g あるいはその両方の値を微小量変更し、本章で述べた計算を最初からやり直す。これは、電子計算機との対話によることにすれば、簡単である。

ピニオン凹歯面を歯切するときのカット位置 V_p' , H_p' は次式で求められる。

$$X_{pc} + \begin{pmatrix} V_p' \\ H_p' \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ R_m \\ -R_m \sin \delta_p \end{pmatrix} \quad \dots\dots\dots (20)$$

5. 被削歯車歯面間の干渉

被削歯車歯面の接触の条件式(2)では、図1の状態において、設計基準点Pで法線を一致させただけである。よって、点Pでは被削歯面どうしは点接触するが、その近傍で歯面の一部が互いに相手歯面の実質側に入り込む現象すなわち干渉についての吟味をしなければならない。間接創成法による歯車対では、この吟味を仮想冠歯車の段階でできた。しかし、本法による歯車対では図1の状態で行わなければならない。各歯車は図2の状態で歯切されるので、この状態で各被削歯車の凹、凸両歯面のそれぞれについて、必要となる幾何学的諸量を個別に求め、それらを図1の状態を考えて議論することになる。図2の状態での被削歯面の幾何学的諸量の求め方は既報⁽¹⁾と同じであるので、ここでは省略する。

歯面間の干渉については横田⁽³⁾の定義した相対全曲率 k を調べればよい。それが正ならば干渉はない。 k が負のとき、カット内側切れ刃の曲率半径 r を小さくすれば、それを正にすることができる。

6. 切り下げ

一般にこう配歯では $\delta_g > |\delta_p|$ とするのが普通である。したがってギヤの歯元のたけはピニオンのそれよりも高くなり、切り下げはギヤにも生じる可能性がある。ギヤとピニオンの両方についてこれを検討しておく必要がある。

工具歯車歯面となる曲面を $X_c(u, \theta)$, その法線を N_c とする。工具歯車はクレードル軸のまわりに回転し、被削歯車に対して創成運動をする。いま、工具歯車の回転角が φ の瞬間を考える。この瞬間の工具歯車歯面とその法線を、図2の $O_m-x_my_mz_m$ で表し、 X , N とすれば

$$X(u, \theta, \varphi) = B(\varphi) \left\{ X_c + \begin{pmatrix} V \\ H \\ 0 \end{pmatrix} \right\} \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$N(u, \theta, \varphi) = B(\varphi) N_c$$

被削歯車は自身の軸のまわりを角度 $\varphi/\sin(\lambda+\delta)$ 回転している。 $(\lambda+\delta)$ はピッチ円すい角になる。

X 上に現れる被削歯面創成線 L は次のようにして求められる。 X 上の任意の点での工具歯車と被削歯車の相対速度を $W(X)$ として

$$N(u, \theta, \varphi) \cdot W(u, \theta, \varphi) = 0 \quad \dots\dots\dots (22)$$

これから、形式的ではあるが

$$\theta = \theta(u, \varphi) \quad \dots\dots\dots (23)$$

を求めれば

$$L(u, \varphi) = X\{u, \theta(u, \varphi), \varphi\} \quad \dots\dots\dots (24)$$

さて、 L を被削歯車に固着した座標系($\varphi/\sin(\lambda+\delta)$ だけ回転している)で表し、 $S(u, \varphi)$ とする。ここで u と φ を径数とみなせば、 $S(u, \varphi)$ は被削歯車歯面の式を与える。これを図示すると図5のようになり、創成線 $S(u, \varphi)$ は、歯面上で、ある曲線を包絡しつつ回帰する。この包絡線が歯底($\theta=0$)より歯先側($\theta>0$)に現れたときには切り下げが生じていることになる。

切り下げの有無を計算によって知るには次のようにする。歯面 S 上で、 $u=u_0$ (一定)の曲線 $S(u_0, \varphi)$ を考え、この曲線上の点の座標の例えば y 成分 S_y が、 φ の変化に対して、変化しない点、すなわち

$$\frac{dS_y(u_0, \varphi)}{d\varphi} = 0 \quad \dots\dots\dots (25)$$

を満足する φ を求め、これを φ_0 とおく。そして u_0, φ_0 を式(23)の u, φ に代入し、 θ を計算する。 θ が負(歯底円すいの内部)ならば切り下げはない。被削歯車の内、外端付近の u の値を u_0 に選び、そこで切り下げの有無を知れば十分である。

なお、式(22)から、式(23)のように、 θ を φ の陽関数として導くことは困難であるが、式(25)の数値解は求め得る。 X_c が $X_c(u, v)$ の場合には、 v は陽関数の

図5 被削歯車歯面の切り下げ

表 1 まがりばかさ歯車諸元

Shaft angle 90° , Module 6, Face width 32mm Pressure angle 20° , Spiral angle 35°		
	Gear	Pinion
Direction of spiral	L	R
Number of teeth	41	12
Pitch cone angle	$73^\circ 41'$	$16^\circ 19'$
Mean cone distance Rm	112.16mm	
Dedendum angle δ	$3^\circ 43'$	$1^\circ 40'$

表 2 カッタ諸元

Cutter dia. 2R	9" (228.6mm)
Cutter No. C	11.5 (11 for Case II)
Pressure angle α	20°
Point width W	0.06" (1.524mm)
Radius of arc r	300mm
(y_0, z_0)	$(-167.71, 104.39)$
(y_0, z_0)	$(-167.56, 104.80)$ (for Case II)

表 3 数値計算結果 (mm)

	Case I	Case II
γ_i (C)	$18^\circ 55'$ (6.5)	$18^\circ 55'$ (6.5)
(Vg, Hg)	(96.04, 44.60)	(97.84, 47.33)
(Vp, Hp)	(93.59, 50.10)	(95.26, 52.82)
(Vp', Hp')	(95.24, 45.63)	(97.12, 48.27)
α, α'	$20^\circ 11'$ $19^\circ 52'$	$20^\circ 07'$ $19^\circ 53'$
β, β'	$34^\circ 04'$ $34^\circ 27'$	$32^\circ 28'$ $32^\circ 49'$
$\delta g, \delta p$	$3^\circ 42'$ $1^\circ 40'$	$3^\circ 36'$ $1^\circ 46'$
$\overline{OmO}$ (g, p)	0.234 0.047	0.221 0.053
K, K' ($\times 10^{-4}$)	+0.47 +0.44	+0.47 +0.44
Under cut		
$\theta p, v p'$	$-0^\circ 46'$ -0.83	$-0^\circ 42'$ -0.59

図 6 ピニオン歯面上の歯当り (Case II)

形で求められる。

7. 設計, 製作例

前章までの議論を実際の設計に適用し, その妥当性を確かめてみた。表 1 に示す諸元⁽¹⁾⁽²⁾のこう配歯まがりばかさ歯車を設計目標においた。表 2 は計算に用いたカッタ諸元である。表 3 にその計算結果を示す。表 3 の Case I は設計目標に近い歯車対を得ることを目指した結果である。Case II は, 既報⁽²⁾の Duplex 歯切に兼用できるカッタを使用した場合の結果である。ねじれ角 β が設計目標値と大きく異なっているが, ほかは目標値に近い。切り下げもない。

本法では, マシンセッティングはギヤで 1 回, ピニオンで 2 回, 合計 3 回これを行わなければならない。また, ピニオン凹歯面を切削するためのカッタブレードを別に用意する必要がある。

図 6 に, Case II の歯車の歯切結果をピニオン歯面上での歯当りの形で示しておく。図中の点 P は設計基準点のおおよその位置を示している。歯当りが点 P のまわりに出ていることにほぼ満足している。もちろん歯当り調整はしていない。

8. 結 論

こう配歯まがりばかさ歯車で, 歯当りを得やすくするために, 設計目標を小さな相対全曲率で点接触をする歯車対におくことを提案し, この歯車対を得るための歯切法のうち, 特にカッタ軸を傾けない歯切法について機構学的立場から検討を加えた。そして, 歯切実験によって本法の妥当性を確かめた。

終わりに, 有益なご意見を寄せられた山形大学 酒井高男教授, (株)長谷川歯車 石川昌一氏に感謝し, また, 工具の製作では(株)恵美須屋工具製作所, 歯切では(株)長岡歯車製作所, 数値計算では卒業研究生井上勝君の協力を得たことを記し, ここにお礼申し上げます。

文 献

- (1) 田村・酒井, 機論, 51-466, C (昭 60), 1338.
- (2) 田村, 機論, 51-466, C (昭 60); 1427.
- (3) 横田, 機論, 33-253 (昭 42), 1491.

討 論

〔質問〕 高橋 幸一〔福井工業大学〕

(1) 熱意には敬意を表すが, 実際の歯当りの評価には実にきびしい場合が多い。図 6 のスケッチがもし

正確なものとなれば, パターンの形は極めて悪い部類になる。グリーソン方式にはご指摘のごとく, 欠点は多い。しかし米国などでは, 4 年もかけて素晴らしい

歯当りが得られてきた例が多い。欧州製の歯切盤などでは、かなりの当りまでは容易であるが、騒音の少ない優れた歯当りの実例がない。すなわちグリーンソン方式には、優れた歯当りパターンを実現できる夢がある（特に老練な技師でも、数ヶ月を要することもあるが）。

貴論文の方法には、上記のような具体的夢が考え得るかどうか。

（２） グリーンソン方式の 3rd order change が、必要になると考えるがいかがか。そうして定速比点接触の歯車を目標とすべきであると思うがどうか。

〔回答〕 （１） まがりばかき歯車では、歯当りは重要な問題であり、本研究の最終目標も歯当りの制御にある。本報はその基礎段階として、表題の歯切法につき機構学的立場から検討を加え、実験的に歯当りを調べたものである。

図 6 は、理論を簡単にするため、歯幅中央のピッチ円すい上の点を設計基準点 P に選んだときの歯当りを示している。P 点近傍に歯当りが得られたことに満足しているが、実際の設計においては別の位置に点 P

を選ぶことになる。これについては次報で報告したい。

本法はカッタ軸を傾けないという大きな制約があるため、歯当りパターンを変えることにに関して不利ではあるが、検討の余地は十分にあると考えている。理論と実験の両面から検討を加え、研究目標の達成に努力したい。

（２） 3rd order change を「負荷により歯車は変形するが、それを考慮した歯形にするための修整マシンセッティング」と理解してお答えする。

提案の点接触歯車で、3rd order change が必要になるかどうかは負荷かみあい試験によって確かめるべき問題と考える。よって、現段階ではわからない。ただ、1st, 2nd, 3rd order change のような高度の技能を必要とせずに良好な歯当りを得たい、とするのが本研究の目的である。

負荷により歯車に変形したとき、そのときにちょうど定速比点（線）接触歯車になるような歯車を目標におくことについては同感である。