

## 準媒介歯車を用いたハイポイドギヤの歯切法\* (準媒介歯車歯面の設定)

羽田 芳智\*<sup>1</sup>, 川崎 一正\*<sup>2</sup>, 田村 久司\*<sup>2</sup>

### Method for Cutting Hypoid Gears Using Quasi-Basic Member (Determination of Machine Settings)

Yoshitomo HANEDA, Kazumasa KAWASAKI and Hisashi TAMURA

In a previous paper, a method for cutting hypoid pinion was proposed. In the method, instead of a basic member which is a hypothetical gear conjugate to ring gear, a newly introduced quasi-basic member is used as the actual tool gear to generate the pinion. The quasi-basic member is an approximate gear of the basic member. This paper introduces the method for setting up the quasi-basic member on the hypoid gear generator, namely, the method for calculating the machine settings. The calculation starts with the designation of a central point of tooth bearing on the ring gear tooth surface. The pinion tooth surface which is generated by the quasi-basic member becomes approximately a conjugate surface, so that the transmission error of this gear pair is very small. The proposed method does not need the so-called tooth-bearing development. When the experimentally made pinion was engaged with the ring gear given previously, the tooth bearing was desirable one.

**Key Words:** Machine Element, Gear, Design, Hypoid Gear, Gear Cutting, Basic Member, Profile Modification, Crowning, Machine Setting, Tooth Bearing, Gleason Hypoid Generator, Transmission Error

#### 1. 緒 言

前報<sup>(1)</sup>では、ハイポイドギヤの歯切りにおいて(リング)ギヤがあらかじめ与えられている場合、それとかみあうピニオンの歯切りで準媒介歯車と称する工具歯車を用いる方法を提案した。その概要を以下に示す。

一对のハイポイドギヤのかみあいを考えるとき、ギヤとピニオンのほかに、それらと共役な第3の歯車として媒介歯車がある<sup>(2)</sup>。媒介歯車はねじ運動をする。また、その歯面も複雑な曲面になる。このような媒介歯車のある軸まわりに純回転運動する歯車で近似するとともに、複雑な歯面も円すい面で近似・代替する。そして、この近似・代替歯車を現実の工具歯車としてピニオンを創成歯切りする。前報では媒介歯車に準ずるこの工具歯車を準媒介歯車と名づけ、その基本諸元すなわちピニオンに対する準媒介歯車の位置・姿勢ならびに角速比(創成比)の求め方を示した。

さて、準媒介歯車はピニオン歯切用工具歯車となるものであるから、その歯面は刃面になる。刃面は円すい面とする。この円すい面刃面の位置・姿勢は当然のことながらギヤ歯先円すいとギヤ歯面とに関係して決められる。所定のピニオン歯底円すいを削り出し、かつ被削歯面がギヤ歯面とかみあわなければならないからである。本報では準媒介歯車歯(刃)面の定め方について述べる。

本歯切法で得る歯車の特長は次のようである。ギヤ歯面と共役なピニオン歯面を考えたとき、共役歯面を修整した形の歯面がピニオンブランクに創成される。非修整歯面部はギヤと正しくかみあうからそこに必ず歯当たりが現れる。したがって非修整部分すなわち歯当たり位置の指定ができ、歯当たり調整歯切りが不要である。前報ではこの非修整部分を歯当たり中心点と称し、この点を基準にして準媒介歯車の基本諸元を決めた。また、非修整歯面部のかみあいは共役歯面どうしのかみあいになるから、かみあい伝達誤差が零になる。すなわち伝達誤差の小さい歯車対になる。さらに、経験と勘に頼る歯当たり調整歯切りをしないからギヤおよびピニオンの歯面数式表示ができる。よって、幾何学的取扱いができ、歯面測定を可能にする。このことはハイポイドギヤを互換性・再現性のある歯

\* 原稿受付 1998年8月31日。

<sup>1</sup> 正員, スズキ精密工業(株)(☎431-2212 静岡県引佐郡引佐町伊井谷500)。

<sup>2</sup> 正員, 新潟大学工学部(☎950-2181 新潟市五十嵐二の町8050)。

E-mail: kawasaki@eng.niigata-u.ac.jp

車にする。

2. カッタ軸方向

準媒介歯車歯(刃)面は環状フライス切れ刃の作る円すい面とする(図1)。この円すい面は内側切れ刃(Inside blade, I. B.)と外側切れ刃(Outside blade, O. B.)によって作られるものがあり、ピニオンブランクにそれぞれ凸歯面、凹歯面を創成する。以下、この円すい面を刃面、円すいの軸をカッタ軸、 $O_c$ をカッタ中心ということにする。準媒介歯車とピニオンがそれぞれの軸まわりに角速比  $k$  で回転しているとき、刃面はピニオン歯面を創成し、刃先はピニオン歯底円すいを削り出す。したがって、刃先の接する平面がピニオン歯底円すいと接するようにカッタ軸方向を定める必要がある。ピニオン歯底円すいはギヤ歯先円すいを用いて以下のようにして決めることができる。

図2に示すように円すい角が  $\lambda_{gf}$  のギヤ歯先円すい上で平均円すい距離  $R_m$  の位置で背円すいを考えると、背円すい角は  $(\pi/2 - \lambda_{gf})$ 、ギヤ歯先円すい頂点  $O_m$  と背円すい頂点  $O'$  との距離は  $R_m/\cos \lambda_{gf}$  となる。図2

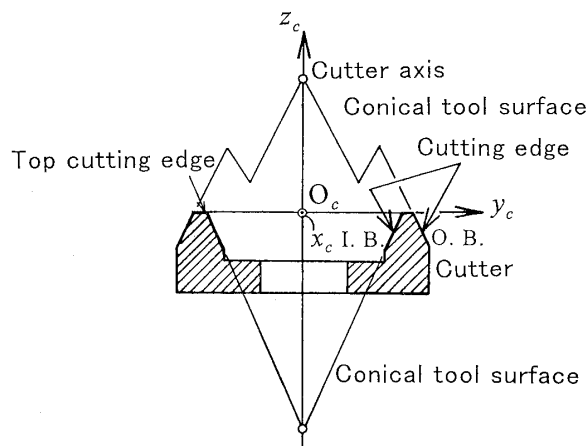


Fig. 1 Conical surface of face mill cutter

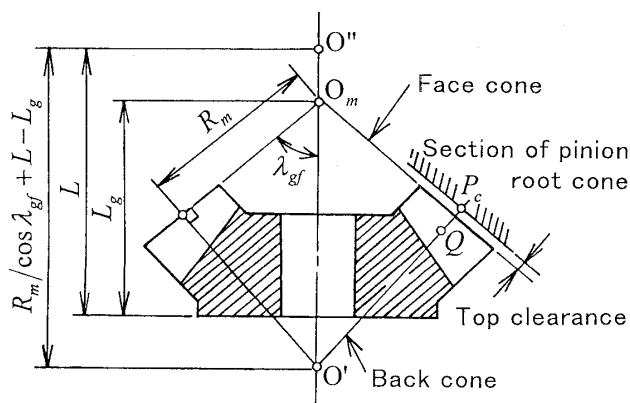


Fig. 2 Back cone of ring gear

の  $L$  はマウンティングディスタンスであり、 $L_g$  は  $O_m$  からギヤ取付基準面までの距離(背面距離)である。点  $Q$  は歯当たり中心点である。図3に示すようにギヤ軸とピニオン軸の位置関係を示すための座標系  $O-xyz$  を考え、ギヤ軸を  $z$  軸に一致させたのち、背円すい頂点  $O'$  から距離  $(R_m/\cos \lambda_{gf} + L - L_g)$  にあるギヤ軸上の点  $O''$  が原点  $O$  にあるようにギヤを配置する。ピニオン軸は  $y$  軸に平行とし、ピニオン・オフセット量  $e$  は  $x$  軸上の長さで与えられる。

さて、図3に示す  $u, v$  をパラメータにして背円すいを数式表示し、それを列ベクトル  $X_1(u, v)$  で示す。

$$X_1(u, v) = v \begin{bmatrix} \cos \lambda_{gf} \cos u \\ \cos \lambda_{gf} \sin u \\ \sin \lambda_{gf} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ L_0 \end{bmatrix} \quad \dots\dots (1)$$

$$L_0 = R_m/\cos \lambda_{gf} + L - L_g$$

$X_1(u, v)$  とピニオン軸との交点  $P'(e, y_1, 0)$  の座標は次式の解  $(u_1, v_1, y_1)$  から求められる。

$$X_1(u_1, v_1) = (e, y_1, 0)^T \quad \dots\dots (2)$$

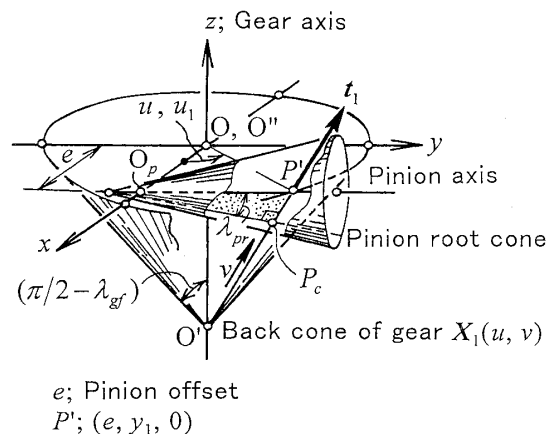
点  $P'$  を通る背円すい母線を考え、その母線方向を示す単位ベクトルを  $t_1$  とする。また、その母線がピニオン歯底円すいと交わる点を  $P_c$  とする。

図3に示すように、ピニオン歯底円すい角を  $\lambda_{pr}$  とすると、ピニオン軸方向単位ベクトル  $(0, 1, 0)^T$  と  $t_1$  の関係  $t_1 \cdot (0, 1, 0)^T = \cos(\pi/2 - \lambda_{pr})$  から、 $\lambda_{pr}$  は次式で求められる。

$$\sin \lambda_{pr} = \cos \lambda_{gf} \sin u_1 \quad \dots\dots (3)$$

式(3)の計算結果とグリーンソン・サマリーのそれとは完全に一致する。

ところで前報で示した準媒介歯車に関する座標系  $S-VHZ$  でピニオン軸とピニオン歯底円すいを示すと図4のようになる。前報と重複するが、 $S$  は歯切盤のマシンセンタ、 $V, H, Z$  各軸はそれぞれ垂直軸、水平



$e$ ; Pinion offset  
 $P'$ ;  $(e, y_1, 0)$

Fig. 3 Gear back cone and pinion root cone

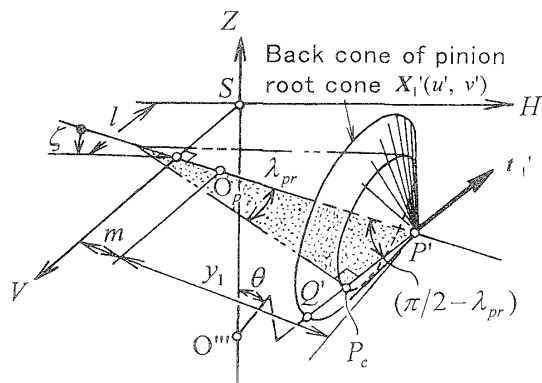


Fig. 4 Pinion root cone in S-VHZ

軸、クレードル軸に対応している。準媒介歯車軸は当然クレードル軸になる。また、図4中の  $l$  はピニオン・オフセット、 $m$  はマシンセンタトウバックに関係する量、 $\zeta$  はワーク軸設定角で、図示の状態の  $\zeta$  を負とした。これらはいずれも前報により既知である。また、 $y_1$  も既知である。図4で点  $P'$  を頂点とする(ピニオン歯底円すいの)背円すいとその母線を考える。そして、 $Z$  軸と交わる背円すい母線方向  $(\overline{O'''P'})$  を示す単位ベクトルを  $t_1'$  とすると、刃面刃先が所定のピニオン歯底円すいを削り出すためには、ピニオン歯切り中のある瞬間にはカッタ軸方向は  $t_1'$  と大略、一致しなければならないことがわかる。 $t_1'$  は次のようにして求められる。

式(1)と同様に、 $u', v'$  をパラメータにしてピニオン歯底円すいの背円すいを数式表示し、それを列ベクトル  $X_1'(u', v')$  で示す。 $X_1'(u', v')$  と  $Z$  軸との交点  $O'''(0, 0, Z_1)^T$  の座標は次式の解  $(u_1', v_1', Z_1)$  から求められる。

$$X_1'(u_1', v_1') = (0, 0, Z_1)^T \dots\dots\dots (4)$$

$t_1'$  は  $X_1'(u_1', v_1')$  における背円すいの母線方向であるから、 $-\partial X_1' / \partial v_1'$  より求めることができる。これより、 $Z$  軸とカッタ軸とのなす角  $\theta$  が決まる。

$$\cos \theta = (\sin \lambda_{pr} \sin \zeta + \cos \lambda_{pr} \cos \zeta \cos u_1') \dots\dots\dots (5)$$

$Z$  軸と角度  $\theta$  をなすカッタ軸は  $Z$  軸まわりを旋回する。この角度  $\theta$  は旋回角が零(基準位置)におけるカッタ軸方向を定める。図4に示す  $\overline{O'''P_c}$  上の点  $Q'(V_s', H_s', Z_s')$  を基準の位置(歯当たり中心点)に定めたとすればカッタ軸方向は  $t_1'$  そのものになり、次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} t_1' &= C(-\Phi')A(-\theta)(0, 0, 1)^T \\ \tan \Phi' &= (V_s'/H_s') \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

ここに、式中の  $A, B$  (後出)、 $C$  はそれぞれ  $V, H, Z$

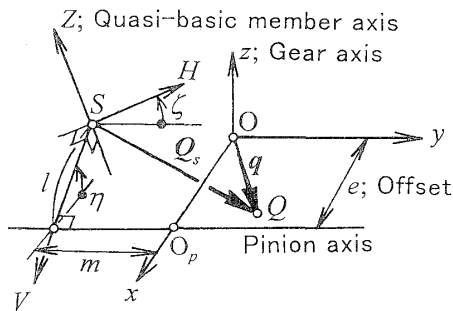


Fig. 5 Coordinate systems O-xyz and S-VHZ

あるいは  $x, y, z$  軸まわりの回転に関する座標変換行列である<sup>(1)</sup>。なお、実際の基準の位置は3章に示す位置  $Q_s$  になる。

3. カッタ・マシンセッティング

ピニオン凹歯面歯切りについて述べる。ピニオン凹歯面歯切り刃面(準媒介歯車歯面)はO.B.の作る円すい面(図1参照)、これをカッタ固着の座標系(図1参照)で示し、 $X_{pc}$  で表す。カッタ軸方向は  $(0, 0, 1)^T$  である。 $u_p, v_p$  を刃面を表すためのパラメータとすれば<sup>(3)</sup>,

$$X_{pc}(u_p, v_p) = \left[ \begin{array}{c} -(v_p \sin \gamma_{1p} + R_p + W_p/2) \sin u_p \\ (v_p \sin \gamma_{1p} + R_p + W_p/2) \cos u_p \\ -v_p \cos \gamma_{1p} \end{array} \right] \dots\dots (7)$$

ここに、 $R_p$  はカッタ半径、 $\gamma_{1p}$  はO.B.の圧力角、 $W_p$  はポイント幅である。グリーンソン式ピニオン歯切法では  $W_p=0$  とし、その代わりにポイント径(Point-diameter)と称する  $2R_p$  の値を用いるが、ここではギヤ歯切り用カッタと同じように  $W_p$  を考えるものとする。 $v_p$  は切れ刃先から切れ刃に沿う長さとする。 $v_p=0$  は刃先を表す。 $X_{pc}$  の単位面法線ベクトルを  $N_{pc}$  で表す。

$$N_{pc} = \left[ \begin{array}{c} -\cos \gamma_{1p} \sin u_p \\ \cos \gamma_{1p} \cos u_p \\ \sin \gamma_{1p} \end{array} \right] \dots\dots\dots (8)$$

さて、前報ではギヤ歯面上で歯当たり中心点  $Q$  を定め、点  $Q$  がピニオンとかみあう位置を図5に示す座標系  $O-xyz$  において  $q$  で示した。また、その点におけるギヤ歯面の単位面法線ベクトルを  $N$  で示した。 $q$  と  $N$  を  $S-VHZ$  で表し、それぞれ  $Q_s, N_s$  とする。 $O-xyz$  と  $S-VHZ$  の関係が図5に示されている。図5の  $\eta$  は  $x$  軸と  $V$  軸とのなす角で前報により既知である。図5を参照して

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{Q}_s &= (V_s, H_s, Z_s)^T = \mathbf{A}^{-1}(-\zeta)\mathbf{B}^{-1}(\eta)\{\mathbf{q} \\ &\quad - (e - l \cos \eta, -m, l \sin \eta)^T\} \\ \mathbf{N}_s &= \mathbf{A}^{-1}(-\zeta)\mathbf{B}^{-1}(\eta)\mathbf{N} \end{aligned} \right\} \dots (9)$$

ここに、 $\mathbf{A}^{-1}$ 、 $\mathbf{B}^{-1}$  は  $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$  の逆行列である。

S-VHZ において、位置  $\mathbf{Q}_s$  でギヤ歯面と点接触するように刃面  $X_{pc}$  の位置・姿勢を定める。そのときカット軸と Z 軸とのなす角は  $\theta$  あるいはそれに近い角度 ( $\theta + \Delta$ ) でなければならない。微小角  $\Delta$  は、後述するように、O. B. の圧力角  $\gamma_{1p}$  の微調整に用いる。カット中心  $O_c$  (図 1 参照) の位置決定に三つの自由度 ( $V_p, H_p, Z_p$ ) がある。さらに刃面上の点の指定に  $u_p, v_p$  の 2 自由度があるが、頂隙を考えると刃先から位置  $\mathbf{Q}_s$  にある接触点までの距離  $v_p$  (図 2 の  $\overline{P_cQ}$ ) は決まってしまう、自由度が一つ減少する。 $v_p$  の値は前報で示した  $v_{p0}$  の値 (歯当たり中心点  $Q$  からギヤ歯底までの距離) と等しくすることにする。以上のように刃面  $X_{pc}$  の配置を考えると、 $V_p, H_p, Z_p, u_p$  および微小角という制限があるものの  $\Delta$  に関して合計 5 自由度がある。これらを用いれば刃面  $X_{pc}$  が位置  $\mathbf{Q}_s$  でギヤ歯面と点接触するように、すなわち位置ベクトルが一致し、かつ単位面法線ベクトルが一致するように、そして刃面刃先が所定のピニオン歯底を削り出すように刃面を配置することができる。

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{C}(-\Phi)\mathbf{A}(-\theta - \Delta)\mathbf{X}_{pc}(u_p, v_p) + \mathbf{D}_p &= \mathbf{Q}_s \\ \mathbf{C}(-\Phi)\mathbf{A}(-\theta - \Delta)\mathbf{N}_{pc}(u_p) &= \mathbf{N}_s \\ \mathbf{D}_p &= (V_p, H_p, Z_p)^T \\ \tan \Phi &= V_s/H_s \end{aligned} \right\} \dots (10)$$

式(10)を満たす  $\Delta, V_p, H_p, Z_p, u_p$  のうち、( $V_p, H_p, Z_p$ ) すなわち  $\mathbf{D}_p$  はカット中心座標を決める。 $(-\theta - \Delta)$  はカット軸方向  $\mathbf{a}_p$  を決める。

$$\mathbf{a}_p = \mathbf{C}(-\Phi)\mathbf{A}(-\theta - \Delta)(0, 0, 1)^T \dots (11)$$

微小角  $\Delta$  について説明する。単位ベクトルに関する式である式(10)第 2 式において、 $\Delta$  を導入しないとパラメータは  $u_p$  一つだけであり、一般にこの等式を成立させることができない。等式が成立するように圧力角  $\gamma_{1p}$  の切れ刃をその都度、製作することにすれば、 $\mathbf{N}_{pc}(u_p, \gamma_{1p})$  とすることも考えられるが、より簡単にはカット軸傾き角  $\theta$  を微小角  $\Delta$  だけ変える方法がある。 $\Delta$  は、使用予定のグリーンソン式環状フライスの O. B. の圧力角  $\gamma_{1p}$  を用いて、式(10)第 2 式から  $u_p$  とともに求めることができる。 $|\Delta|$  が大きな値になった場合には O. B. の圧力角を変更して、それを小さくする。 $|\Delta|$  が小さければ Z 軸とカット軸とのなす角 ( $\theta + \Delta$ ) も  $\theta$  と大差なく、カット刃先はほぼ所定のピニオン歯底円すいを削り出す。 $\Delta$  が正でそれが大きいとピニオ

Table 1 Coordinate difference between basic member and quasi-basic member ( $\mu\text{m}$ )

Rotation angle	$\Delta x$	$\Delta y$	$\Delta z$
$\pm 10^\circ$	$\pm 0.6$	$\mp 3.0$	$\mp 1.5$
$\pm 20^\circ$	$\pm 2.1$	$\mp 5.5$	$\mp 12.2$

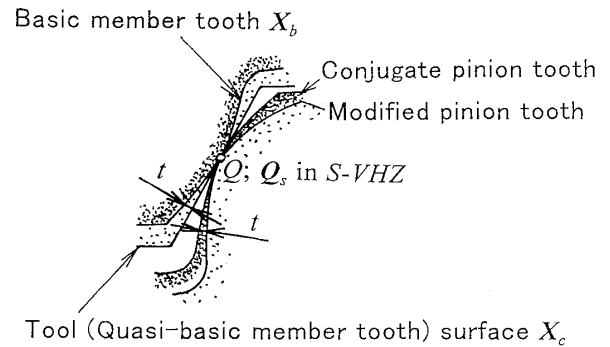


Fig. 6 Clearance between tool surface and basic member tooth surface

ンの中央部から小端部にかけて歯底を大きく削り込む反面、中央部から大端部にかけて歯底を削り残す。 $\Delta$  が負でその絶対値が大きいと、逆に大端部の歯底を大きく削り込み、小端部の歯底を削り残す。

$\mathbf{D}_p, \mathbf{a}_p$  からピニオン歯切りのためのカット・マシンセッティングが決まる。グリーンソンハイポイドギヤ創成歯切盤 No. 116 あるいは No. 106 のカット・マシンセッティングはティルト角  $\phi_1$ 、スイベル角  $\phi_2$ 、エキセントリック角  $\phi_3$  それにクレードル角  $\phi_4$  で定めるが、それらの値はすべて  $\mathbf{D}_p, \mathbf{a}_p$  から計算できる<sup>(9)</sup>。 $\mathbf{D}_p$  の Z 成分である  $Z_p$  がピニオン歯切りにおけるスライディングベーストゥバックになる。

#### 4. 刃面と媒介歯車歯面

準媒介歯車は、媒介歯車のねじ運動を純回転運動で近似し、その歯面も円すい面刃面で代替した歯車である。本章ではその近似・代替精度について述べる。前報で示した諸元の媒介歯車と準媒介歯車の例、すなわちハイポイドギヤ歯数比 45/7、オフセット量 18 mm、媒介歯車軸傾き角  $\alpha = 5^\circ$  の場合について示す。

**4.1 ねじ運動の近似** 前報ではギヤ歯面上の歯当たり中心点  $Q$  を半径約 70 mm の位置に定めた。そこで媒介歯車軸から半径  $r_0 = 70$  mm 離れた点  $(70, 0, 0)^T$  を考え、その点を媒介歯車、準媒介歯車それぞれに固着して対応する角度回転したときの座標値を計算する。座標値の計算方法は次のとおりである。まず、媒介歯車のねじ運動の換算ピッチ  $h$  を求めると、 $r_0$  に対応して点  $Q$  から準媒介歯車軸におろした垂線の

長さ  $r_v$  [前報の図4と式(9)参照] が決まる。次に、 $r_v$  から媒介歯車の回転角に対応する準媒介歯車のそれ  $\Omega$  を前報の式(12)から求める。そうすると、媒介歯車、準媒介歯車それぞれの  $O-xyz$  における座標値が計算できる。媒介歯車の回転角が  $\pm 10^\circ, \pm 20^\circ$  のときの媒介歯車と準媒介歯車の座標値の差 ( $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ ) を表1に示す。表より、各座標値の差が非常に小さいことから、準媒介歯車の回転運動は十分な精度で媒介歯車ねじ運動を表していることがわかる。

4.2 媒介歯車歯面の近似

思考上の媒介歯車歯面と刃面とは位置  $Q_s$  (図5参照) で点接触しているが、接触点で曲率干渉があってはならない。すなわち図6に示すように刃面実質側に媒介歯車歯面実質部を内包していなければならない。これを調べるためと刃面による媒介歯車歯面の近似度を調べるために両面間のすき間  $t$  を計算する。S-VHZ において、刃面  $X_c$  とその単位面法線ベクトル  $N_c$  は式(10)左辺で表される。ただし、 $\Phi, (-\theta-\Delta), V_p, H_p, Z_p$  は3章までで既知であり、刃面を表すパラメータは  $u_p, v_p$  となる。

$$\left. \begin{aligned} X_c(u_p, v_p) \\ = C(-\Phi)A(-\theta-\Delta)X_{pc}(u_p, v_p) + D_p \\ N_c(u_p) = C(-\Phi)A(-\theta-\Delta)N_{pc}(u_p) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

一方、思考上の媒介歯車歯面はギヤ歯面によって創成された歯面であり、その創成は  $O-xyz$  (図5)で行われる。媒介歯車歯面は以下のようにして求めることができる。 $O-xyz$  において、基準位置からのギヤ回転角が  $\phi$  の瞬間にギヤ歯面上に現れる媒介歯車歯面創成線(これは共役ピニオン歯面創成線でもある)は、前報の式(19)と全く同じ式である次のかみあい条件式から求められる。すなわち  $\Psi_0$  を既知、 $\omega$  をギヤの角速度、ギヤ成形歯切用カッタ刃面とその単位面法線ベクトルをそれぞれ  $X_g(u_g, v_g), N_g(u_g)$  として<sup>(3)</sup>

$$N(u_g; \Psi_0 + \phi) \cdot W_{pg}(u_g, v_g; \Psi_0 + \phi) = 0 \dots (13)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} N &= C(\Psi_0 + \phi)B(\pi)A(\pi/2 - \lambda_{gr})N_g(u_g) \\ W_{pg} &= (0, 0, \omega)^T \times X - (0, i\omega, 0)^T \\ &\quad \times \{X - (e, 0, 0)^T\} \\ X(u_g, v_g; \Psi_0 + \phi) \\ &= C(\Psi_0 + \phi)\{B(\pi)A(\pi/2 - \lambda_{gr})X_g(u_g, v_g) \\ &\quad - (0, 0, L_g - L)^T\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

式(13)から  $v_g = v_g(u_g; \Psi_0 + \phi)$  を導けば、ギヤ回転角が  $\phi$  の瞬間の創成線  $L$  は、

$$L(u_g, \Psi_0 + \phi) = X\{u_g, v_g(u_g; \Psi_0 + \phi); \Psi_0 + \phi\} \dots\dots\dots (15)$$

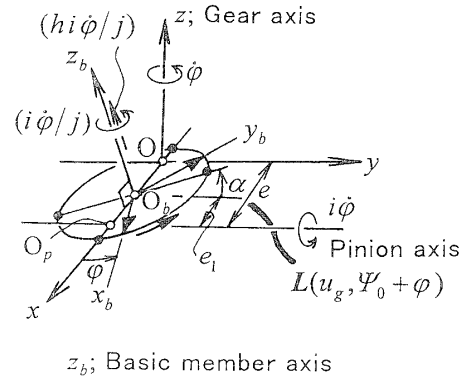


Fig. 7 Generation of basic member by ring gear

$\phi$  を連続的に変えた場合がギヤによる媒介歯車歯面創成を意味する。また、 $L$  は媒介歯車歯面上の線でもあるから、 $L(u_g; \Psi_0 + \phi)$  の  $\phi$  を歯面創成を表すパラメータとすることができる。よって、 $L$  を媒介歯車固着の座標系  $O_b-x_b y_b z_b$  で表し、 $u_g, \Psi_0 + \phi$  をパラメータとすれば、それは媒介歯車歯面  $X'_b$  を表す。図7を参照すれば、 $X'_b$  は、

$$X'_b = C^{-1}(i\phi/j)[A^{-1}(\alpha)\{L(u_g, \Psi_0 + \phi) - (e - e_1, 0, 0)^T - (0, 0, ih\phi/j)^T\}] \dots\dots\dots (16)$$

ここに、 $i$  はギヤとピニオンの角速比、 $j, e_1$  はそれぞれ媒介歯車とピニオンの角速比、軸間距離(オフセット量)、 $\alpha, h$  はそれぞれ媒介歯車軸の傾き角、換算ピッチである<sup>(1)</sup>。

媒介歯車歯面  $X'_b$  を S-VHZ で表し、それを  $X_b$  とする。 $X_b$  を求めるためには、まず  $X'_b$  を  $O-xyz$  で表したのち、それを S-VHZ に変換するとわかりやすい。式(9)と図5を参照して、

$$X_b(u_g, \phi) = A^{-1}(-\zeta)B^{-1}(\eta)\{A(\alpha)X'_b(u_g, \phi) + (e - e_1, 0, 0)^T - (e - l \cos \eta, -m, l \sin \eta)^T\} \dots\dots\dots (17)$$

さて、 $u_g, \phi$  に任意の値を与え、それらを  $u_{g0}, \phi_0$  とすれば、 $X_b$  上の点の位置ベクトルが  $X_b(u_{g0}, \phi_0)$  で決まる。そして、その点におけるすき間を  $t$  とすれば、図6を参照して

$$X_b(u_{g0}, \phi_0) = X_c(u_p, v_p) + tN_c(u_p) \dots\dots\dots (18)$$

式(18)よりすき間  $t$  が求められる。 $t$  の正、負によって曲率干渉の有無がわかる。 $t$  は一般に微小量である。よって、 $t$  は媒介歯車歯面を刃面で代替したときの近似度を表すと同時に、共役ピニオン歯面の修整量を示すものと考えてよい(図6)。すき間計算結果を5章の図8に示す。

Table 2 Dimensions of quasi-basic member and machine settings to cut pinion (mm)

		For pinion concave tooth	For pinion convex tooth	
(Hypoid gear)				
Reduction ratio	$i$	45/7(=6.42857)		
Pinion offset	$e$	18.00		
Ring gear diameter		138.81		
Ring gear face angle	$\lambda_{gf}$	80° 38'		
Module		3.667		
(Basic member)				
Incline angle	$\alpha$	5° 00'		
Pinion offset	$e_1$	17.86		
Reduced pitch	$h$	-1.563 mm/rad		
Reduction ratio	$j$	6.31695		
(Quasi-basic member)				
Ratio of roll	$k$	<b>6.318612</b>	<b>6.318654</b>	
Pinion offset	$l$	<b>18.33</b>	<b>18.34</b>	
Machine center to back	$(M_d + m)$	<b>84.86</b>	<b>84.90</b>	
Machine root angle	$\zeta$	-4° 36' (355° 24' )	-4° 44' (355° 16' )	
Angle	$\eta$	-1° 15'	-1° 18'	
(Cutter)				
Conjugate meshing point	$Q_s$	(20.78, 64.99, -20.48)	(13.53, 66.01, -20.32)	
Tooth surface normal	$N_s$	(-0.6067, 0.7893, 0.0947)	(0.7061, -0.5541, 0.4409)	
Pinion root angle	$\lambda_{pr}$	9° 04'		
Cutter diameter	$2R_p$	<b>152.4</b>		
Point width	$W_p$	<b>0.762</b>		
Length	$v_p (=v_{g0})$	3.5	4.2	
Blade pressure angle	$\gamma_{1p}$	<b>13° 05' (O. B.)</b>	<b>20° 00' (I. B.)</b>	
Incline angle of cutter axis	$(\theta + \Delta)$	13° 43'	13° 50'	
Small angle	$\Delta$	-0° 25'	-0° 26'	
Cutter center	$D_p$	(70.51, 7.12, -7.22)	(68.05, 16.80, -7.88)	
Direction of cutter axis	$a_p$	(0.0722, 0.2258, 0.9715)	(0.0596, 0.2315, 0.9710)	
(Cutter machine settings)				
Gleason hypoid Generator No. 116	Tilt	$\phi_1$	<b>54° 56'</b>	<b>55° 27'</b>
	Swivel	$\phi_2$	-111° 46' (248° 14' )	-106° 59' (253° 01' )
	Eccentric	$\phi_3$	<b>37° 11'</b>	<b>36° 46'</b>
	Cradle	$\phi_4$	<b>155° 38'</b> (-204° 22' )	<b>147° 45'</b> (-212° 15' )

## 5. 歯切り設計法

前報および4章までの結果に基づいて、準媒介歯車を用いたピニオンの歯切り設計の具体的手順を示す。

第1に、ハイポイドギヤの角速比  $i$  とオフセット量  $e$ 、さらにリングギヤの歯切り諸元も与えられていると考える。ここではグリーソン・サマリーによるギヤ歯切り諸元を用いることにするが、ピニオン歯面に生じる切り下げあるいは無効歯面の発生防止を考慮したギヤ歯切り諸元<sup>(4)</sup>を用いることもできる。

第2に、ギヤ歯面上で歯当たり中心点  $Q$  の位置を定める。前報では点  $Q$  の指定をギヤ歯面表示パラメータ  $u_{g0}, v_{g0}$  の値で定めた。点  $Q$  が決まると、かみあい空間  $O-xyz$  においてピニオンとギヤ歯面上の点  $Q$  のかみあい位置  $q$  が決まる。

第3に、思考上の媒介歯車軸傾き角  $\alpha$  を適当に決める。そうすると現実の準媒介歯車が決まる。すなわち創成比  $k$  と  $S-VHZ$  におけるピニオンの位置・姿勢であるピニオン・オフセット  $l$ 、マシンセンタトゥバック  $(m + M_d)$ 、ワーク軸設定角  $\zeta$  が決まる。また、位置  $q$  を準媒介歯車座標系  $S-VHZ$  で表した位置  $Q_s$  も式(9)により決まる。

第4に、ギヤ歯先円すいからピニオン歯底円すい角  $\lambda_{pr}$  を求め [式(3)],  $\lambda_{pr}$  と  $\zeta$  からカッタ軸傾き角を求める [式(5)].

第5に、ピニオン歯切用カッタ圧力角  $\gamma_{1p}$  を決める。このときカッタ軸傾き角に関する微小角  $\Delta$  が大きくなならないような圧力角のカッタ・ブレードを選択する。カッタが決まるとそのマシンセッティング  $D_p, a_p$  が決まる。 $D_p$  の第3成分がスライディングベ

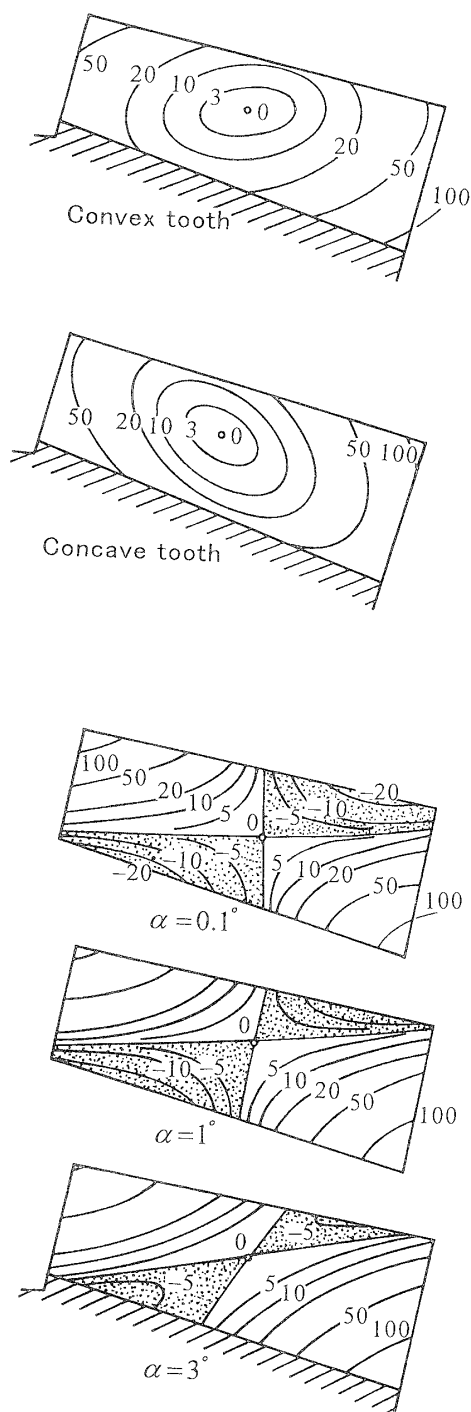


Fig. 9 Relation between interference and incline angle of basic member

ーストックになることはすでに述べた。

最後に、媒介歯車歯面とピニオン歯切用カッタ刃面とのすき間  $t$  を計算し、曲率干渉の有無を調べると同時にピニオン歯面修整量を確認する。曲率干渉が生じている場合は  $\alpha$  を大きくする。ピニオン歯面修整量が大きすぎる場合は、曲率干渉の生じない範囲で  $\alpha$  を小さくする。そして、第3の手順に戻り、希望するピニオン歯面修整になるような  $\alpha$  を決める。

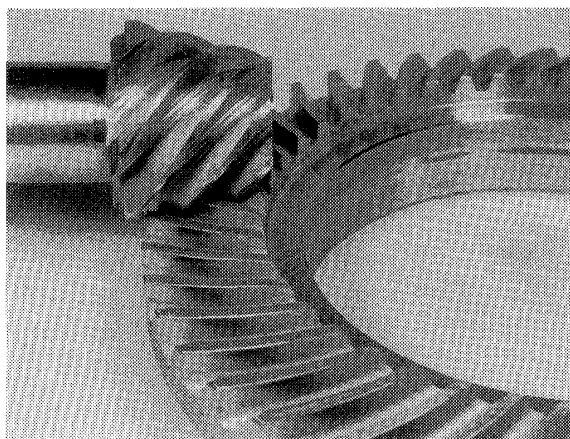


Fig. 10 Tooth bearing of mating gears

前報と重複する部分もあるが、表2に以上の値を準媒介歯車諸元として示す。ハイポイドギヤ諸元およびフォーメイト法によるギヤ成形歯切り諸元は前報に示してある。表中の太字の数値はピニオン歯切用工具諸元とマシンセッティング値である。表2中でピニオン凸歯面歯切用カッタの  $v_p$  が前報の  $v_{p0}$  より0.7 mm 大きな値になっている。その理由は、適当な圧力角の I. B. がなかったのでカッタ軸方向を少し変更して式(10)第2式を満足するようにしたが、それによるピニオン大端部歯たけ減少を回避するためである。図8は、表2に示す諸元の準媒介歯車について媒介歯車歯面  $X_c$  と刃面(準媒介歯車歯面)  $X_c$  との間のすき間  $t$  の等高線を  $\mu\text{m}$  の単位で表示したものである。図6に示したように歯当たり中心点  $Q$  を除いて凸、凹両刃面ともその実質側に媒介歯車歯面を完全に内包していることがわかる。また、点  $Q$  近傍のすき間  $t$  は小さく、媒介歯車歯面すなわち共役歯面とほとんど等しいとみなすことができる。このことからピニオン歯切りに準媒介歯車を用いることの妥当性、有用性が確認できるが、本歯切法の要点である準媒介歯車の性質をより明確にするために、媒介歯車軸傾き角  $\alpha$  とすき間  $t$  の関係を調べてみた。図9に  $\alpha=0.1^\circ$  ( $\approx 0^\circ$ ),  $1^\circ$ ,  $3^\circ$  の場合の計算結果を  $\mu\text{m}$  の単位で示す。前報で述べたように  $\alpha$  が約  $3^\circ$  以下と小さい場合、ギヤによる媒介歯車の創成が激しく行われることはなく、ギヤ歯面の転写に近い歯面が創成される。その結果、こう配歯であることに原因する曲率干渉が刃面と媒介歯車歯面との間に発生し、その回避ができなくなる。

表2に示す諸元の準媒介歯車を用いて歯切りしたピニオンと、あらかじめ与えられているリングギヤとの歯当たり模様を図10に示す。歯当たり中心点を歯面中央部に選んだが、ギヤ歯先にやや強い当たりが見ら

れることを除き、ほぼそのようになっていることに満足している。もちろん、歯当たり調整歯切りはしていない。

## 6. 結 言

直接創成法でピニオンを歯切りすることを原則とするグリーンソン方式ハイポイドギヤ歯切法では、まずリングギヤが与えられる。本研究は与えられたギヤと対をなすピニオンの歯切法に関するものである。

一对のハイポイドギヤにおいて、ギヤとピニオンのほかにねじ運動をする媒介歯車と称される第3の歯車がすでに考えられている。前報では媒介歯車の代替歯車として純回転運動をし、かつ、その歯面もギヤ歯面と類似の円すい面とする準媒介歯車と称する工具歯車でピニオンを創成歯切りする理論的方法を提案した。本報では準媒介歯車歯(刃)面の定め方すなわちマシンセッティング計算法について述べた。そして、歯切り

実験によって提案した方法の妥当性・有用性を明らかにした。

準媒介歯車は従来のハイポイドギヤ創成歯切盤においてマシンセッティングをわずかに変更するだけで直ちに実現できる。よって、本法は実用的方法であると考えている。

本歯切法では、ギヤが決まると媒介歯車、準媒介歯車、ピニオンの順にそれぞれ理論的に決まる。したがって、本歯切法と既報のハイポイドギヤの三次元測定法<sup>(3)</sup>とを組合せれば、ハイポイドギヤは円筒歯車のように互換性・再現性のある歯車になる。

## 文 献

- (1) 田村久司・ほか2名, 機論, 65-632, C(1999), 1642-1648.
- (2) 酒井高男, 機論(第4部), 21-102, (1955), 164-170.
- (3) 道脇宏和・ほか3名, 機論, 64-627, C(1998), 4388-4394.
- (4) 川崎一正・田村久司, 機論, 59-564, C(1993), 2544-2551.