

ハイポイドギヤの歯切り段取りの厳密化

桐 昭弘, 米林 順也*, 稲谷 正志, 伊藤 紀男

Analysis of Strict Machine Setting of Hypoid Gear

Akihiro KIRI, Junya YONEBAYASHI*, Tadashi INATANI and Norio ITO

Gears have deeply affected the power transmission and the motion transmission of machine tools and transportation machines including a car industry. The gears have been an important machine element to this day. In particular, a bevel gear and a hypoid gear accomplish big development and contribute largely to the car industry in the world. However, the cutting of a hypoid gear has still a lot of knowhows. The reason is that the approximation equations are used to calculate the machine setting of gear cutting. Then, this paper targets the gear cutting method used a face mill cutter and describes the analytical method to set correctly on the gear cutting machine the third gear which is necessary to cut a pinion. Finally, we show a concrete calculation example.

Key Words : Gear, Hypoid Gear, Theoretical Study, Machine Setting, Third Gear, Cutter Tilt, Machine Center

1. 緒 言

我国の自動車産業を初めとして、工作機械や輸送機械などの動力伝達や運動伝達に深く関わってきた歯車は、現在においても重要な機械要素であることに変わりはない。中でも、かさ歯車やハイポイドギヤは、米国の工作機械メーカーであるグリーンソン社の100年以上にも及ぶ研究開発によって、大きな発展を遂げ、今では、同社の歯切り盤は全世界に行き渡り、各国の自動車用歯車などの生産に大きく貢献している。

グリーンソン社の歯切りに関する理論や加工技術は、同社の研究者や技術者によって築き上げられたものであるが、同時に同社の徹底した技術情報管理によって、その詳細はベールに包まれたままである。同社は歯切りに関する数多くの解説書をユーザに公表しているが、その内容を理解するためには、それ相当の理論的な知識を必要としている。より合理的な歯切り法の研究⁽¹⁾は、同社によって今日もなお進められているが、同社の歯切り法には、依然として現場技術者の経験と勘に頼る部分が多く残されている。その最大の理由は、厳密な理論解析の難しさのために歯切りが近似的なものになっているからだと考えられる。

そこで、本研究は、同社の歯切り法において、近似的な取り扱いのために理論的な厳密性に欠け、

*現:富士重工業(株)

試行錯誤を必要とする段取り計算法を、より厳密な理論に基づいた解析を行い、優れた歯車を得るための段取り計算法について検討を加えたものである。

2. 座 標 系

ハイポイドギヤ歯面の創成は、歯すじと歯形を考慮した創成法が主流をなし、現在においても、この方法に優るものは考えられていない。理論的には、ヘリカルセグメント⁽²⁾の概念を取り入れた歯切り法も考えられるが、これを実際に実用化しようとする、歯切り盤にとって最も重要な剛性を悪化させる恐れが生じる。したがって、第三の歯車である相当冠歯車による歯切り方式⁽³⁾が有力なものとなっている。この方法では、第三の歯車を歯切り盤上に正しく構成する必要がある。その構成の内容は、主としてカッタのセッティングによって決まる。ここでは、相当冠歯車方式によって、ハイポイドギヤを歯切りする場合のマシンセッティング、すなわち歯切りに必要なカッタとハイポイドギヤの位置関係や関係運動について解析する。

2.1 運動学的座標系 P-XYZ

第三の歯車の1つの歯面はカッタ切刃の運動によって構成され、その歯面はピニオン歯面と共役なものでなければならない。図1は、解析に使用するP-XYZ座標系を示したものである。まず、第三の歯車とそれに共役なピニオンのピッチ円錐を考える。これら2つのピッチ円錐面の接点をピッチ点Pとし、点Pを通る両ピッチ円錐面の共通接平面をピッチ平面とする。図1(a)は2つのピッチ円錐を、図1(b)はピッチ平面を、図1(c)はその立面図を示す。点 O_1' 、 O_2' はそれぞれピニオンと第三の歯車のピッチ円錐の頂点であり、 ϕ_p 、 ϕ_x はそれぞれピニオンと第三の歯車の点Pにおけるねじれ角である。ここで、ピッチ面と点Pを通るギヤ歯面の交線を考える。この交線の点Pにおける接線をZ軸とし、Z軸のP点における垂線を、ピッチ平面上にあるものをX軸、それらに垂直にY軸をとる。ピッチ平面はZX平面として表される。以上により、ピッチ点Pを原点とした直交座標系P-XYZが得られる。

図2は座標系P-XYZを第三の歯車の歯面上で示した図である。第三の歯車の圧力角を ϕ とすると、点Pでの歯面法線の単位ベクトル n がX軸となす角は ϕ となり、 n は次のようになる。

$$n = [-\cos \phi \quad -\sin \phi \quad 0] \quad \dots \dots \dots (1)$$

次に、第三の歯車のピッチ円錐三要素⁽³⁾を (A_p, Γ_p, ϕ_x) とすると、第三の歯車軸の単位ベクトル a_x は、次のようになる。

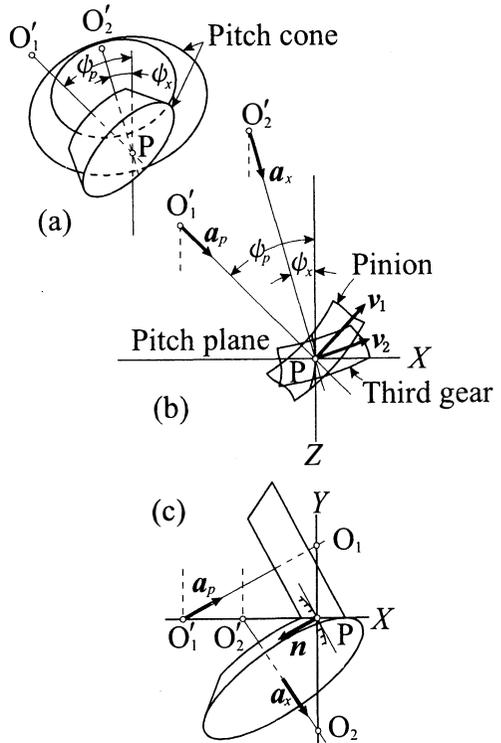


図1 運動学的座標系 P-XYZ

$$\mathbf{a}_x = [\cos \Gamma_x \sin \phi_x \quad -\sin \Gamma_x \cos \Gamma_x \cos \phi_x] \dots\dots\dots (2)$$

同様に、第三の歯車に共役なピニオンのピッチ円錐三要素を (A_p, γ_p, ϕ_p) とすると、ピニオン軸の単位ベクトル \mathbf{a}_p は、次のようになる。

$$\mathbf{a}_p = [\cos \gamma_p \sin \phi_p \quad \sin \gamma_p \cos \gamma_p \cos \phi_p] \dots\dots\dots (3)$$

第三の歯車軸 \mathbf{a}_x とピニオン軸 \mathbf{a}_p の共通垂線（オフセット）のベクトル \mathbf{e}'_x は、次のように表される。

$$\mathbf{e}'_x = \mathbf{a}_x \times \mathbf{a}_p \dots\dots\dots (4)$$

\mathbf{e}'_x の単位ベクトル \mathbf{e}_x は、 $\mathbf{e}'_x / |\mathbf{e}'_x|$ であり、 \mathbf{a}_x と \mathbf{a}_p がなす角（創成軸角）を Σ_x とすると、次のようになる。

$$\mathbf{e}_x = \mathbf{a}_x \times \mathbf{a}_p / \sin \Sigma_x \dots\dots\dots (5)$$

次に、 \mathbf{a}_x と \mathbf{a}_p の内積により、次式が得られる。

$$\mathbf{a}_x \cdot \mathbf{a}_p = \cos \Sigma_x \dots\dots\dots (6)$$

また、 \mathbf{a}_x と \mathbf{a}_p の内積にそれぞれの成分、式 (2)、(3) を用い、 $\epsilon'_x = \phi_p - \phi_x$ とすると、次のようになる。

$$\mathbf{a}_x \cdot \mathbf{a}_p = -\sin \Gamma_x \sin \gamma_p + \cos \Gamma_x \cos \gamma_p \cos \epsilon'_x \dots\dots\dots (7)$$

式 (6)、(7) より、次式が求められる。

$$\cos \Sigma_x = -\sin \gamma_p \sin \Gamma_x + \cos \gamma_p \cos \Gamma_x \cos \epsilon'_x \dots\dots\dots (8)$$

また、式 (8) より、

$$\sin \Sigma_x = \sqrt{1 - (-\tan \gamma_p \tan \Gamma_x + \cos \epsilon'_x)^2 \cos^2 \gamma_p \cos^2 \Gamma_x} \dots\dots\dots (9)$$

となる。

2.2 段取り座標系 $O_M - x_M y_M z_M$

ピニオンは第三の歯車によって創成歯切りされる。第三の歯車に共役なピニオン歯面を得るためには、ピニオンカッタは、歯切り盤上で正確な位置に設置されなければならない。そこでまず、第三の歯車の段取りに必要な基準座標系を定める。図3は、段取りに使用する $O_M - x_M y_M z_M$ 座標系を示したものである。図3(a)はマシン平面図、図3(b)はその立面図である。一般に、ピニオン創成用歯切り盤には、冠歯車を回転させるクレードル軸がある。これを第三の歯車軸として使用する。ピニオン軸は、クレードル軸と軸角 Σ_x をなし、両軸の共通垂線に沿ってオフセット E_x の位置に設置される。したがって、共通垂線とクレードル軸の交点は定点となり、それをマシン中心 O_M として表す。また、共通垂線とピニオン軸の交点も定点となり、それを点 O'_M で表す。点 O_M を通りクレードル軸に垂直な平面をマシン平面とすれば、この平面が段取り上の基準平面となる。点 O_M を原点として、クレー

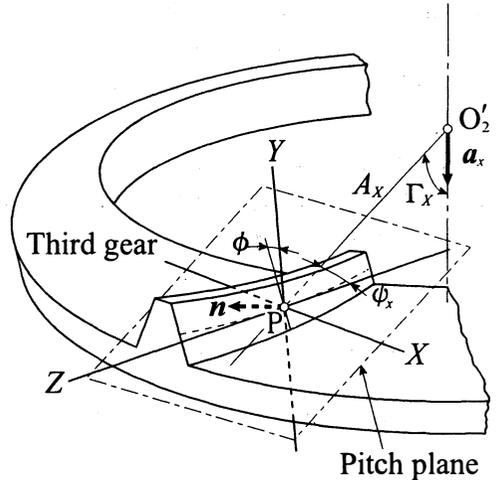


図2 第三の歯車と運動学的座標系

ドル軸方向に y_M 軸, 共通垂線方向 (オフセット方向) に x_M 軸, それらに垂直に z_M 軸をとると, 段取り直交座標系 $O_M-x_M y_M z_M$ が得られる。ピニオン軸は $y_M z_M$ 平面に平行に取り付けられる。

図4は $O_M-x_M y_M z_M$ 座標系とピニオン軸の関係を示したものである。 x_M 軸の単位ベクトルは e_x であり, これを次のように成分表示することにする。

$$e_x = [e_{x1} \ e_{x2} \ e_{x3}] \dots\dots\dots (10)$$

式 (5) より, 次式が得られる。

$$e_x = [\cos \Gamma_x \sin \phi_x \quad -\sin \Gamma_x \cos \Gamma_x \cos \phi_x] \\ \times [\cos \gamma_P \sin \phi_P \quad \sin \gamma_P \cos \gamma_P \cos \phi_P] / \sin \Sigma_x$$

P-XYZ座標系の X, Y, Z 各軸の単位ベクトルをそれぞれ i, j, k とすると, 上式は

$$e_x = \begin{vmatrix} i & j & k \\ \cos \Gamma_x \sin \phi_P & -\sin \Gamma_x \cos \Gamma_x \cos \phi_x & \\ \cos \gamma_P \sin \phi_P & \sin \gamma_P \cos \gamma_P \cos \phi_P & \end{vmatrix} / \sin \Sigma_x \dots\dots\dots (11)$$

となり, 式 (11) の成分はそれぞれ次のようになる。

$$e_{x1} = -(\cos \gamma_P \cos \Gamma_x / \sin \Sigma_x) (\tan \gamma_P \cos \phi_x + \tan \Gamma_x \cos \phi_P) \dots\dots\dots (12)$$

$$e_{x2} = (\cos \gamma_P \cos \Gamma_x / \sin \Sigma_x) \sin \epsilon'_x \dots\dots\dots (13)$$

$$e_{x3} = (\cos \gamma_P \cos \Gamma_x / \sin \Sigma_x) (\tan \gamma_P \sin \phi_x + \tan \Gamma_x \sin \phi_P) \dots\dots\dots (14)$$

次に, y_M 軸の単位ベクトルは a_x であるが, $O_M-x_M y_M z_M$ 座標系上では, これを e_y とし, 次のように成分表示することにする。

$$e_y = [e_{y1} \ e_{y2} \ e_{y3}] \dots\dots\dots (15)$$

$$e_{y1} = \cos \Gamma_x \sin \phi_x \dots\dots\dots (16)$$

$$e_{y2} = -\sin \Gamma_x \dots\dots\dots (17)$$

$$e_{y3} = \cos \Gamma_x \cos \phi_x \dots\dots\dots (18)$$

次に, z_M 軸の単位ベクトルを e_z とし, 次のように成分表示する。

$$e_z = [e_{z1} \ e_{z2} \ e_{z3}] \dots\dots\dots (19)$$

座標系 $O_M-x_M y_M z_M$ は右手系だから,

$$e_z = e_x \times e_y$$

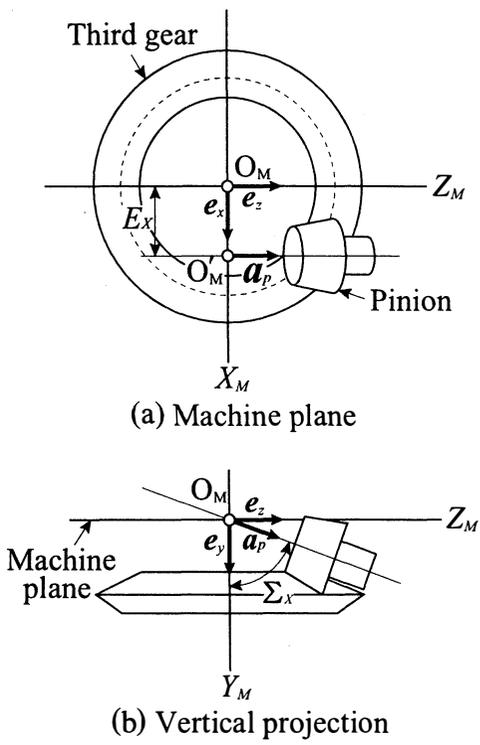


図3 段取り座標系とマシン平面

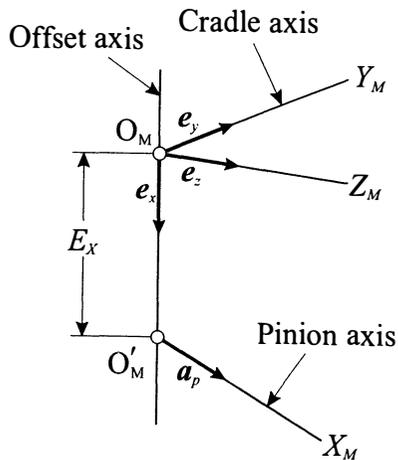


図4 $O_M-x_M y_M z_M$ 座標系とピニオン軸

となり、式(10)、(15)～(20)を代入すると、

$$e_z = \begin{vmatrix} i & j & k \\ e_{x1} & e_{x2} & e_{x3} \\ \cos \Gamma_x \sin \phi_x & -\sin \Gamma_x & \cos \Gamma_x \cos \phi_x \end{vmatrix} \dots\dots\dots (20)$$

となる。式(19)の成分はそれぞれ次のようになる。

$$e_{z1} = e_{x2} \cos \Gamma_x \cos \phi_x + e_{x3} \sin \Gamma_x \dots\dots\dots (21)$$

$$e_{z2} = e_{x3} \cos \Gamma_x \sin \phi_x - e_{x1} \cos \Gamma_x \cos \phi_x \dots\dots\dots (22)$$

$$e_{z3} = -(e_{x1} \sin \Gamma_x + e_{x2} \cos \Gamma_x \sin \phi_x) \dots\dots\dots (23)$$

3. 第三の歯車

3.1 カッタ刃面

図5は、マシン平面に対するカッタ軸の位置と方向を示したものである。点 O_c はカッタ中心の位置であり、 $O_c O'_c$ は y_M 軸に平行である。点 O'_c を原点として、 $O_M - x_M y_M z_M$ 座標系と平行な $O'_c - x y z$ 座標系を考える。 $\Delta\phi$ はカッタ軸の単位ベクトル I が y 軸となす角であり、 ζ はカッタ軸 I の zx 平面への投影 $O'_c O''_c$ が z 軸となす角である。 $O_c O'_c$ の長さは $O_c O'_c \cos \Delta\phi$ となる。点 O_{cM} はカッタ中心 O_c の $x_M y_M$ 平面への投影点であり、 X_{SB} ($O_c O_{cM}$)はマシン平面に対するカッタ中心 O_c の距離を示すスライディングベース (Sliding base) である。 H, S, V, θ_x はマシン中心に対する点 O_{cM} の位置を示すものである。このときカッタ軸 I は、次のようになる。

$$I_{(M)} = [\sin \Delta\phi \sin \zeta \quad \cos \Delta\phi \quad \sin \Delta\phi \cos \zeta] \dots\dots\dots (24)$$

添字 (M) は、 $O_M - x_M y_M z_M$ 座標系上での表示であることを示す。

ピニオンを歯切りする第三の歯車のカッタ刃先は、ピニオンのルート (歯底) を通過する。ピニオンのアデンダム角 δ'_1 を歯すじ方向から眺めたときの角を δ_1 とすると、 δ_1 は δ'_1 を第三の歯車のピッチ円錐母線と Y 軸のなす平面に投影したものであり、ねじれ角 ϕ_x がであるから、 δ_1 と δ'_1 の関係は次のようになる。

$$\tan \delta_1 = \tan \delta'_1 \cos \phi_x \dots\dots\dots (25)$$

図6は、第三の歯車の歯面 (カッタ刃面) の主方向を示したものである。主方向の単位ベクトル t_c はピッチ点 P における歯面の接平面 (Tooth tangent plane) 上に

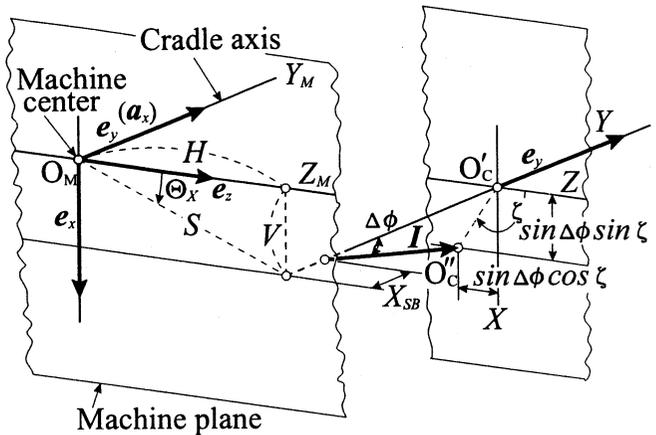


図5 マシン平面とカッタ軸

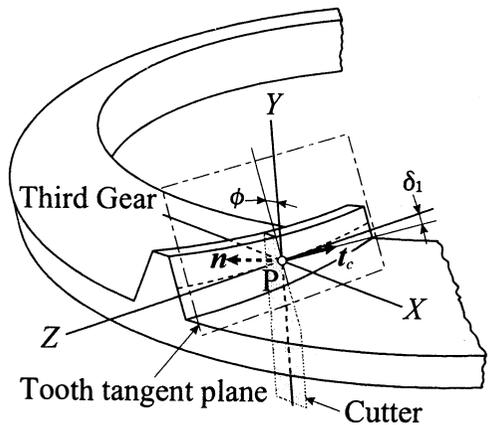


図6 カッタの主方向

あり、 t_c がZ軸となす角を δ_1 (< 0) とする。圧力角が ϕ であるから、 t_c は次のようになる。

$$t_c = [-\sin \delta_1 \sin \phi \quad \sin \delta_1 \cos \phi \quad -\cos \delta_1] \quad \dots\dots\dots (26)$$

次に、カッタの主方向と圧力角の関係について考察する。図7はその関係を示した図である。図7(a)は、図6と同様の関係を示し、図7(b)は、 δ_1 、 δ'_1 、 ϕ の関係を詳細に示した図である。 δ_1 をYZ平面に投影したものが δ'_1 であり、圧力角が ϕ であるから、 δ_1 と δ'_1 の関係は次のようになる。

$$\tan \delta'_1 = \tan \delta_1 \cos \phi \quad \dots\dots\dots (27)$$

式(25)、(27)より、次式が得られる。

$$\tan \delta_1 = \tan \delta'_1 \cos \phi_x / \cos \phi \quad \dots\dots\dots (28)$$

これで、第三の歯車の歯面の主方向 t_c は求められる。

次に、ピッチ点Pを通るカッタ円錐母線（第三の歯車の歯形）の単位ベクトル A_c は、

$$A_c = t_c \times n$$

であり、式(1)、(26)を代入すると、

$$A_c = \begin{vmatrix} i & j & k \\ -\sin \delta_1 \sin \phi & \sin \delta_1 \cos \phi & -\cos \delta_1 \\ -\cos \phi & -\sin \phi & 0 \end{vmatrix} \quad \dots\dots (29)$$

となる。これを成分表示すると、次のようになる。

$$A_c = [-\cos \delta_1 \sin \phi \quad \cos \delta_1 \cos \phi \quad \sin \delta_1] \quad \dots\dots\dots (30)$$

これで、ピッチP点を通るカッタ円錐母線 A_c は求められる。 A_c と n が求められたので、カッタ軸 I はこれら2つのベクトルと直角三角形を形成することを利用すれば求められる。そこで、 I を次のように成分表示することにする。

$$I = [I_1 \quad I_2 \quad I_3] \quad \dots\dots\dots (31)$$

ただし、 I_1 、 I_2 、 I_3 はP-XYZ座標系上での成分である。

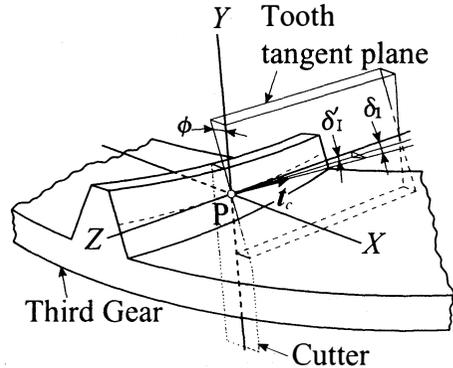
3.2 カッタ中心軸

カッタ軸 I 、カッタ円錐母線 A_c 、歯面法線 n は同一平面上にあり、それらは直角三角形を形成する。ブレード圧力角を ϕ_B とし、直角三角形の斜辺方向(I 方向)の大きさを1とすると、 n 方向の大きさは $\sin \phi_B$ 、 A_c 方向の大きさは $\cos \phi_B$ となり、ベクトル三角形より、 I 、 A_c 、 n の関係は、次のようになる。

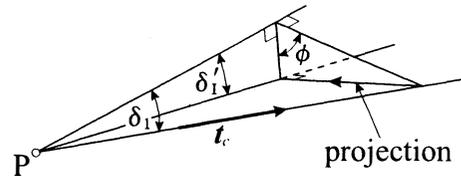
$$I - n \sin \phi_B + A_c \cos \phi_B = 0$$

式(1)、(30)を代入すると、

$$I = [-\cos \phi \quad -\sin \phi \quad 0] \sin \phi_B - [-\cos \delta_1 \sin \phi \quad \cos \delta_1 \cos \phi \quad \sin \delta_1] \cos \phi_B \quad \dots\dots\dots (32)$$



(a) Principal direction of cutter



(b) Relation among δ_1 , δ'_1 , ϕ

図7 δ_1 、 δ'_1 、 ϕ の関係

となり、式 (31)の成分はそれぞれ次のようになる。

$$I_1 = -\sin \phi_B \cos \phi + \cos \delta_1 \cos \phi_B \sin \phi \quad \dots\dots\dots (33)$$

$$I_2 = -\sin \phi_B \sin \phi - \cos \delta_1 \cos \phi_B \cos \phi \quad \dots\dots\dots (34)$$

$$I_3 = -\sin \delta_1 \cos \phi_B \quad \dots\dots\dots (35)$$

もし、主方向 t_c が Z 軸方向であれば、

$$\delta_1 = 0 \quad \dots\dots\dots (36)$$

であり、このとき I は次のようになる。

$$I_{\delta_1=0} = [-\sin(\phi_B - \phi) \quad -\cos(\phi_B - \phi) \quad 0] \quad \dots\dots\dots (37)$$

3.3 カッタチルト角

P-XYZ座標系上では、 x_M, y_M, z_M 各軸の単位ベクトルはそれぞれ e_x, e_y, e_z であり、カッタ軸の単位ベクトルは I である。同様に、 $O_M-x_M y_M z_M$ 座標系上では、同じ x_M, y_M, z_M 各軸の単位ベクトルは基本ベクトルとなり、カッタ軸の単位ベクトルは $I_{(M)}$ である。そこで、次式が得られる。

$$e_x \cdot I = \sin \Delta\phi \sin \zeta \quad \dots\dots\dots (38)$$

$$e_y \cdot I = \cos \Delta\phi \quad \dots\dots\dots (39)$$

$$e_z \cdot I = \sin \Delta\phi \cos \zeta \quad \dots\dots\dots (40)$$

さらに、 $e_y = a_x$ より、式 (39) は次のようになる。

$$\Delta\phi = \cos^{-1}(a_x \cdot I) \quad \dots\dots\dots (41)$$

次に、式 (38), (40) より、次式が得られる。

$$\zeta = \tan^{-1} \left\{ (e_x \cdot I_1 + e_z \cdot I_2 + e_z \cdot I_3) / (e_x \cdot I_1 + e_x \cdot I_2 + e_x \cdot I_3) \right\} \quad \dots\dots\dots (42)$$

式 (24), (41), (42) より、マシン平面上的カッタ軸 $I_{(M)}$ の位置付けが可能となる。要するに、カッタをいかにして歯切り盤上に正しくセッティングできるかどうかということである。このことが座標軸変換によって、可能であることがわかった。

4. 具体的計算例

これまでの理論解析に基づき、具体例によって、第三の歯車の諸元を計算し、それらの値を用いて、カッタ精密段取り値を計算する。

計算に用いる基本諸元を表1に表す。これは自動車用ハイポイドギヤの例である。これら基本諸元をこれまでに得られている設計諸元計算プログラム⁽⁴⁾に入力する。それにより詳細設計諸元、修正設計諸元、第三の歯車のピッチ円錐三要素、歯切りピッチ円錐三要素、第三の歯車の歯面三要素が出力される。第三の歯車の諸元計算では、創成

表1 基本諸元

Combination	n / N	8 / 35
Shaft Angle	Σ deg.	90.0
Gear Face Width	F mm	28.57
Gear Pitch Diameter	D mm	190.5
Cutter Diameter	$2r_c$ mm	190.5
Pinion Offset	E mm	23.180
Average Pressure Angle	ϕ_B deg.	21.25
Pinion Spiral Angle	ψ_1 deg.	50.0

軸角 Σ_x を $88^\circ \sim 90^\circ$ に変化させている。

計算で得られた ϕ , ϕ_B , ϕ_P , Γ_x , γ_P , δ_1 , ϕ_B などを用いてカッタの精密段取り値であるチルト角 $\Delta\phi$, マシン平面上でのカッタの方向を示す角度, カッタ軸の方向余弦 $I_{(M)}$ の計算結果を表2に表す。ここでも, ピニオンの歯切り結果に重要な影響を与える創成軸角 Σ_x を変化させている。

表2 カッタ精密段取り値

Shaft	Cutter	Drive	Coast
$\Sigma_x = 88^\circ$	$\Delta\phi$ deg.	19.628386	18.330569
	ζ deg.	0.644361	5.494115
	$I_{(M)}$ [Direction Cosine]	[0.003778] 0.941891 [0.335897]	[0.030111] 0.949258 [0.313054]
$\Sigma_x = 89^\circ$	$\Delta\phi$ deg.	18.635242	17.322490
	ζ deg.	-0.953998	5.534481
	$I_{(M)}$ [Direction Cosine]	[-0.005320] 0.947572 [0.319498]	[0.028716] 0.954644 [0.296362]
$\Sigma_x = 90^\circ$	$\Delta\phi$ deg.	17.657396	16.311253
	ζ deg.	-2.623190	5.458355
	$I_{(M)}$ [Direction Cosine]	[-0.013882] 0.952887 [0.303007]	[0.026716] 0.959750 [0.279582]

5. 結 論

ハイポイドギヤの歯切り法は, 考察点における二次の点接触が保証されているだけで, 等速比運動を伝達するという保証はなされていない。そのため, 歯切り現場においては, 優れた歯当たりを得るために, 熟練技術者による試行錯誤歯切りが行われている。そこで, 本論文では, まずギヤを成形歯切りし, 歯切りされたギヤの歯面の両側面をそれぞれ独立した歯面として扱う。次に, それら歯面に共役なピニオン歯面を正確に創成歯切りするための方法について解析した。ピニオン歯面は, 第三の歯車によって創成歯切りされるため,

第三の歯車の精度, すなわちピニオンカッタの段取りの精度が, そのままピニオン歯切りの結果に影響を与える。以上のような考えに基づいて, ハイポイドギヤの精密段取りについて解析し, 次のような結論を得た。

- (1) ハイポイドギヤのピッチ平面とピニオン段取りの基準面であるマシン平面の間の関係を明らかにした。
- (2) 第三の歯車のピッチ円錐の三要素, および歯面の三要素を明らかにし, 段取りに必要なマシン平面上における見掛けの圧力角, ねじれ角を求めた。
- (3) ピニオン歯切りの精度を決めるピニオンカッタ軸の位置と方向を厳密解として求めるための計算法を確立した。

なお, 今後の課題としては, 今回得られた厳密解をグリーンソン方式によって求められる段取り計算値と比較, 検討を行うことである。

最後に, 本研究を進めるにあたり, いろいろとご指導を賜った元富山大学教授高橋幸一先生に深く感謝の意を表します。

文 献

- (1) 例えば, Gleason Works, Flanle Modifications in Bevel Gears Using a Universal Motion Concept, (1995).
- (2) 高橋, 富山大学工学部紀要, 32, (1981), 33.
- (3) 高橋・伊藤, 機論, 49-43, C (1983), 1246.
- (4) 高橋・伊藤・崎田, 機論, 51-486, C (1985), 2083.
- (5) 桐・伊藤, 富山大学工学部紀要, 47, (1996), 67.