

アンギュラ・ハイポイドギヤに関する研究*

(第2報, ギヤ歯切りと設計諸元)

伊藤紀男^{*1}, 高橋幸一^{*2}, 遠山 忍^{*3}

Design of Angular Hypoid Gear

(2nd Report, Gear Cutting and Design Dimensions)

Norio ITO, Koichi TAKAHASHI and Shinobu TOYAMA

In general, the shaft angle of automotive hypoid gears is 90 degrees. Therefore, the design method of an angular hypoid gear has not been investigated sufficiently up to now. Moreover, the tooth spiral of the hypoid gear is generally on the right hand and the pinion axis is offset below the gear axis. Therefore, when the pinion axis is offset conversely, the design method has not been investigated in detail. In the present report, by using basic equations on the angular hypoid gear with an opposite offset obtained in the previous paper, the design dimensions of the angular hypoid gear whose shaft angle is in the region of 70~100-degrees are shown. As a result, it was found that as the shaft angle increases the pitch angle of the gear increases, but that of the pinion does not so much change and the bias angle which shows the inclination of the tooth bearing changes negatively or positively the sign near the 90-degree shaft angle on the drive-side tooth surface.

Key Words: Gear, Hypoid Gear, Angular Hypoid Gear, Design, Pinion Above Center, Gear Tooth Dimensions

1. 緒 論

軸角が90°でないハイポイドギヤは、特にアンギュラ・ハイポイドギヤ (angular hypoid gear) と呼称される。アンギュラ・ハイポイドギヤの設計に関しては、これまで米国のグリーンソン社から、諸元計算の手順⁽¹⁾などが公表されているが、その詳細な理論的背景については明らかにされていない。そのため、実際にこの種の歯車を歯切りする場合、多くの経験と試行錯誤が必要となってくる。軸角が90°の普通のハイポイドギヤの設計では、まず、それらのピッチ円すいを決定し、それに歯形の仕様を与えるというのが一般的であるが、アンギュラ・ハイポイドギヤの設計に関しても、その点においては同様と考える。

著者らはすでに、第1報⁽²⁾において、軸角が90°より大きい場合や小さい場合のいずれの場合にも共通に適用できるアンギュラ・ハイポイドギヤの設計法の確立を目指し、軸角が90°の汎用ハイポイドギヤに成立する基礎式を、アンギュラ・ハイポイドギヤにも適用させるために必要な、いくつかの諸元の定義や問題点につ

いて明らかにしてきた。そこで、本報では、それらの結果に基づいて、具体的な設計諸元の算出法について報告する。

2. ギヤ歯切り諸元

2-1 逆オフセットとルート角

自動車用ハイポイドギヤでは、ギヤを量産するためにギヤの歯面の両側を同時に、しかも非創成で歯切りするフォーメート法が利用される。しかし、この歯切り法では、カッタの先端が描く平面、すなわち、ギヤ歯底円すいに接するルート平面が、設計基準点であるピッチ点において、歯元角に等しい角度だけピッチ平面と傾いていなければならない。また、ハイポイドギヤの特徴として、歯切りされた両側歯面のかみあい圧力角は、限界圧力角⁽³⁾ ϕ_0 の修正がなされていなければならない。そのため、あらかじめカッタの回転軸をギヤのルート平面に対してある一定の角度(チルト角) $\Delta\phi$ だけ傾けて段取りされなければならない。すなわち、実際のギヤピッチ円すい上のピッチ点で駆動側と被動側のかみあい圧力角に、設計時に求められる ϕ_0 の圧力角差を与えるように $\Delta\phi$ を決定しなければならないということである。ここでは、これらのことを、より一般化して論じるために、ピニオン軸がギヤ軸より上方に配置される逆オ

* 原稿受付 平成3年4月15日。

^{*1} 正員, 富山大学工学部(〒930 富山市五福3190)。

^{*2} 正員, 福井工業大学(〒910 福井市学園3-6-1)。

^{*3} 学生員, 福井工業大学大学院。

フセット (pinion above center) のハイポイドギヤについて考察を進める。

図1は、ギヤの歯切りに必要な座標系とカッタ軸の傾きを示す。図1(a)は座標原点をピッチ点Pに定め、その点を通りルート平面に平行な座標平面を示す。座標軸は座標平面に垂直にy軸、ルート平面に接する歯底円すい母線に平行にz軸、それらに垂直にx軸をとる。図1(b)はその立面図である。図1(c)は原点Pを通り、カッタ軸を含む断面図である。これらの図において、ギヤの歯元角を δ_{11} 、ギヤのピッチ角を Γ 、ルート角を Γ_r とすると、次の関係式を得る。

$$\Gamma_r = \Gamma - \delta_{11} \dots \dots \dots (1)$$

ギヤ軸を単位ベクトル \mathbf{a}_r で表せば、 \mathbf{a}_r は次のように表される。

$$\mathbf{a}_r = \begin{bmatrix} 0 \\ -\sin \Gamma_r \\ \cos \Gamma_r \end{bmatrix} \dots \dots \dots (2)$$

原点Pにおけるギヤピッチ円すいの単位法線ベクトルを \mathbf{N}_G とすば、 \mathbf{N}_G は次のように表される。

$$\mathbf{N}_G = \begin{bmatrix} 0 \\ -\cos \delta_{11} \\ \sin \delta_{11} \end{bmatrix} \dots \dots \dots (3)$$

圧力角は限界圧力角 ϕ_0 を基準にして設定されるが、零圧力角のカッタの描く歯面は、点Pを通過してzx平面と交わる。点Pにおいて、その交線に接線を引き、その接線とz軸とのなす角を ψ_r 、歯すじ方向を表す単位ベクトルを \mathbf{t}_G とする。逆オフセットの場合は ψ_r は負である⁽²⁾。カッタ軸がルート平面の法線であるy軸に対し $\Delta\phi$ だけ傾いていると、点Pにおけるカッタ歯面の単位法線ベクトル \mathbf{n}_{cc} は、次のように表される。

$$\mathbf{n}_{cc} = \begin{bmatrix} -\cos \Delta\phi \cos \psi_r \\ -\sin \Delta\phi \\ -\cos \Delta\phi \sin \psi_r \end{bmatrix} \dots \dots \dots (4)$$

\mathbf{t}_G はピッチ円すい上の歯すじの方向を表し、次のように求められる。

$$\mathbf{t}_G = \frac{\mathbf{N}_G \times \mathbf{n}_{cc}}{\sqrt{(\mathbf{N}_G \times \mathbf{n}_{cc})^2}} \dots \dots \dots (5)$$

点Pにおけるギヤの回転速度ベクトルはギヤ軸 \mathbf{a}_r に直交し、x軸の基本ベクトル \mathbf{i} の方向に一致する。したがって、設計上の歯すじ方向を表すギヤのねじれ角 ψ_2 は、次式によって求められる。

$$\sin \psi_2 = \mathbf{t}_G \cdot \mathbf{i} \dots \dots \dots (6)$$

式(5)の分子は、

$$\mathbf{N}_G \times \mathbf{n}_{cc} =$$

$$\begin{bmatrix} \cos \delta_{11} \cos \Delta\phi \sin \psi_r + \sin \Delta\phi \sin \delta_{11} \\ -\sin \delta_{11} \cos \Delta\phi \cos \psi_r \\ -\cos \delta_{11} \cos \Delta\phi \cos \psi_r \end{bmatrix} \dots \dots \dots (7)$$

と計算されるので、 t_G を正のスカラーとして、

$$t_G^2 = \cos^2 \Delta\phi \cos^2 \psi_r + (\sin \delta_{11} \sin \Delta\phi + \cos \delta_{11} \cos \Delta\phi \sin \psi_r)^2 \dots \dots \dots (8)$$

とおくと、式(6)より、 ψ_2 は次のように表される。

$$\sin \psi_2 = (\sin \Delta\phi \sin \delta_{11} + \cos \Delta\phi \cos \delta_{11} \sin \psi_r) / t_G \dots \dots \dots (9)$$

これより、ギヤ歯切りの段取りに必要な ψ_r は、式(9)より、次のように求められる。

$$\sin \psi_r = \frac{t_G \sin \psi_2 - \sin \Delta\phi \sin \delta_{11}}{\cos \Delta\phi \cos \delta_{11}} \dots \dots \dots (10)$$

式(10)より、 $\Delta\phi$ の値を与えれば、 ψ_r は決定されることになる。

次に、限界圧力角 ϕ_0 とチルト角 $\Delta\phi$ の関係を求める。図1で原点Pにおけるピッチ円すいの単位法線ベクトル \mathbf{N}_G とカッタ歯面の単位法線ベクトル \mathbf{n}_{cc} から、次式が成立する。

$$\sin \phi_0 = \sin \Delta\phi \cos \delta_{11} - \sin \delta_{11} \cos \Delta\phi \sin \psi_r \dots \dots \dots (11)$$

ϕ_0 は設計時に計算されるので、式(11)より、 $\Delta\phi$ は次式で求められる。

$$\sin \Delta\phi = (\sin \phi_0 + \sin \delta_{11} \cos \Delta\phi \sin \psi_r) / \cos \delta_{11} \dots \dots \dots (12)$$

式(9)、(11)を連立させることにより、 ψ_r と $\Delta\phi$ は求められることになる。なおその際、 ψ_r と $\Delta\phi$ の第0次近似値として、 $\psi_r = \psi_2$ 、 $\Delta\phi = \phi_0$ を与える。

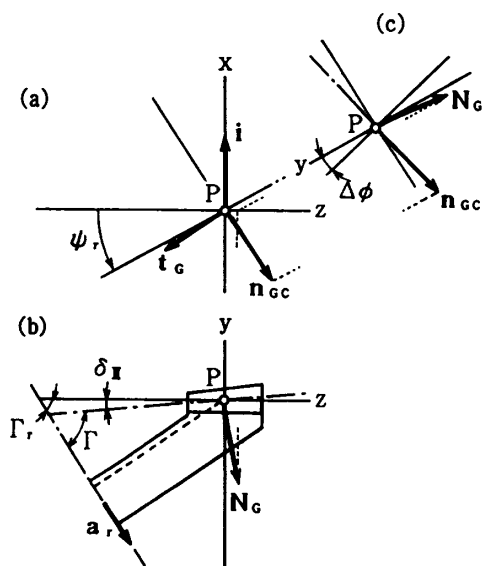


図1 カッタ軸の傾きと座標系

2.2 負のカッタ半径の影響 図2は、ピッチ平面上でピッチ点Pを通り、Z軸に接する二種類のギヤの歯すじ T_A, T_B を示す。座標軸はピッチ点Pを原点とし、歯すじ方向にZ軸、それと垂直にピッチ平面上にX軸をとる。点 O_{GA}, O_{GB} は歯すじ T_A, T_B をもつギヤのピッチ円すいの頂点であり、 ψ_{2A}, ψ_{2B} はそれぞれのねじれ角を表す。従来の段取り計算では、ギヤの歯すじ曲率の値は常に正として扱い、そのときの歯すじの形状は上に凸状をなす T_A の場合であった。しかし、逆オフセットのハイポイドギヤでは歯すじは T_B のように上に凹状となり、従来のものとはカッタの位置が異なってくる。そこで、これらのことを明確にするために、カッタ半径の値に符号を与える必要がある。逆オフセットの場合はカッタ半径の値を負として取扱う⁽²⁾。同様に、圧力角の符号についても検討する必要があるが、これについては、ギヤの駆動側と被動側でそれぞれ従来の考えに従って、正と負の符号をつけて取扱うことにする。

図3は、逆オフセットのハイポイドギヤのギヤとカッタの関係を示す。図3(a)は図1で定義した座標平面を示し、図3(b)はその立面図である。図3(c)は座標平面上の歯すじ直角断面図である。カッタ軸は座標平面に対して $\Delta\phi$ だけ傾けて取り付けられている。このときのカッタ半径 r_c は負として扱われる。

いま、ギヤの駆動側歯面の圧力角を ϕ_{BD} 、被動側歯面のそれを ϕ_{BC} 、カッタのブレード圧力角を ϕ_B とすると、これらの間には次の関係が成立する。

$$\left. \begin{aligned} \phi_{BD} &= \phi_B + \Delta\phi \\ \phi_{BC} &= -\phi_B + \Delta\phi \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

カッタ軸を単位ベクトル I で表し、この軸が座標平面と交わる点を O_c 、点 O_c の位置ベクトルを R_{Oc} とする。カッタが構成する歯面の座標平面上のねじれ角は ψ_r であるから、 R_{Oc} は次式で与えられる。

$$R_{Oc} = r_c \sec \Delta\phi \begin{bmatrix} -\cos \psi_r \\ 0 \\ -\sin \psi_r \end{bmatrix} \dots\dots\dots (14)$$

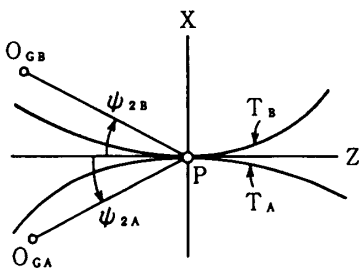


図2 ギヤ歯すじ曲率の符号

この式で r_c の値は負であるが、 $\Delta\phi$ の値は正である。カッタ軸を表す I も、次式で与えられる。

$$I = \begin{bmatrix} -\sin \Delta\phi \cos \psi_r \\ \cos \Delta\phi \\ -\sin \Delta\phi \sin \psi_r \end{bmatrix} \dots\dots\dots (15)$$

図3(a)で、カッタの回転軸 O_c と点Pを結ぶ直線が、カッタの描く歯面と交わる点をそれぞれ駆動側、被動側で P_D, P_C とする。図3(c)で、点Pを通るブレードの直角断面の幅を T_c とし、 $\overline{PP_D} = T_{\theta D}, \overline{PP_C} = T_{\theta C}$ とすれば、次の関係式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} T_{\theta D} &= \frac{T_c}{2} \frac{\cos \phi_B}{\cos(\phi_B + \Delta\phi)} \\ T_{\theta C} &= \frac{T_c}{2} \frac{\cos \phi_B}{\cos(-\phi_B + \Delta\phi)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

歯すじ直角断面で考えたピニオンの歯厚を T_p とすれば、 T_p は次のように与えられる。

$$T_p = T_{\theta D} + T_{\theta C} \dots\dots\dots (17)$$

式(16)、(17)より、次の関係を得る。

$$\frac{T_c}{2} = \frac{T_p \sec \phi}{\sec(\phi_B + \Delta\phi) + \sec(-\phi_B + \Delta\phi)} \dots\dots\dots (18)$$

式(18)より、 $\phi_B, \Delta\phi$ が定まれば、 T_c, T_p などが得られることになる。なお、式(16)で、 $T_{\theta D}, T_{\theta C}$ を T_{θ} とし、駆動側の場合は $\phi_B > 0$ 、被動側の場合は $\phi_B < 0$ とし計算をすれば、式(16)の二つの式は、次のように一式にまとめられる。

$$T_{\theta} = \frac{\phi_B}{\sqrt{\phi_B^2}} \frac{T_c}{2} \frac{\cos \phi_B}{\cos(\phi_B + \Delta\phi)} \dots\dots\dots (19)$$

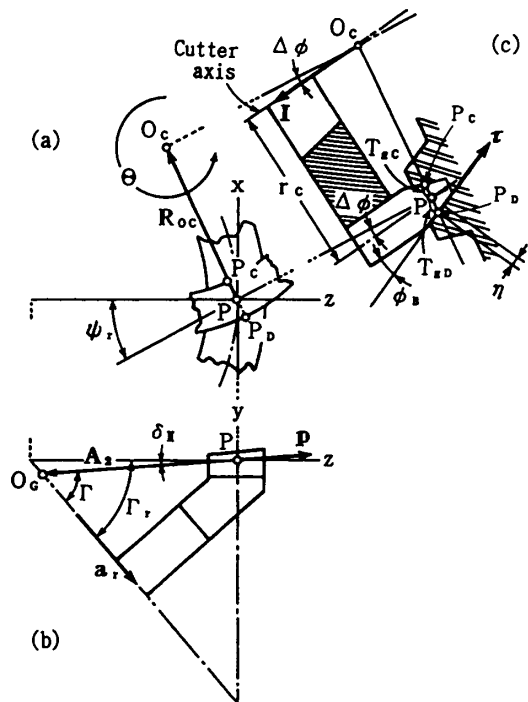


図3 逆オフセット・ハイポイドギヤのギヤ歯面

次に、図3(a)で、座標原点を O_c に移し、点 P_D 、 P_C を位置ベクトル R_c で表すと、次式を得る。

$$R_c = (r_c \sec \Delta\phi - T_g) \begin{bmatrix} \cos \psi_r \\ 0 \\ \sin \psi_r \end{bmatrix} \dots\dots\dots (20)$$

点 P_D 、 P_C を通るカッタの描く円すい母線の方向を単位ベクトル r で表せば、 r は次のように求められる。

$$r = \begin{bmatrix} \sin(\phi_B + \Delta\phi) \cos \psi_r \\ -\cos(\phi_B + \Delta\phi) \\ \sin(\phi_B + \Delta\phi) \sin \psi_r \end{bmatrix} \dots\dots\dots (21)$$

また、図3(c)で、母線上にあって、点 P_D から任意の距離 η にある点の座標をベクトル R で表すと、 R は次のように表される。

$$R = R_c + \eta r \dots\dots\dots (22)$$

したがって、カッタの描く円すいをベクトル C で表せば、 C はベクトル R を I 軸のまわりに角度 θ 回転して得られるから、次式のように表される。

$$C = R_{oc} + R \cos \theta + I(I \cdot R)(1 - \cos \theta) + I \times R \sin \theta \dots\dots\dots (23)$$

図3(b)で、ギヤのピッチ円すいの頂点を O_c とし、その点の位置ベクトルを A_2 で表し、その大きさを A_2 とする。点 P を通るピッチ円すいの母線の方向を単位ベクトル p で表すと、 p は

$$p = \begin{bmatrix} 0 \\ \sin \delta_{11} \\ \cos \delta_{11} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (24)$$

と表され、 A_2 に関して、次の式を得る。

$$A_2 = -A_2 p \dots\dots\dots (25)$$

したがって、ギヤのピッチ円すいを表すベクトルを A とすると、 A はギヤ軸 a_r のまわりに A_2 を角度 θ 回転して得られるから、次の式で表される。

$$A = A_2 - \{A_2 \cos \theta + a_r(A_2 \cdot a_r)(1 - \cos \theta) + a_r \times A_2 \sin \theta\} \dots\dots\dots (26)$$

以上により、ピッチ円すい上の正確なピッチ点は、式(23)によって表されるカッタ円すい面と、式(26)によって表されるピッチ円すいとの交点して求められる。

$$C = A \dots\dots\dots (27)$$

式(27)を解くことにより、変数 η 、 θ 、 θ の値が決定され、逆オフセットの場合の正しいかみあいピッチ点が決定されることになる。これにより駆動側、被動側のかみあい圧力角、ねじれ角も求められることになる。さらに、このギヤのピッチ円すいに対し、それとかみあうピニオンのピッチ円すいも従来の計算法⁽⁴⁾により決定することができる。かくして、これまでの設計

および歯切り諸元計算方法を一部修正することにより、アンギュラ・ハイポイドギヤの計算方法が確立されることになる。

3. 具体的な計算例

3.1 アンギュラ・ハイポイドギヤの軸角とそのピッチ角 計算例に用いた歯切り方式はグリーンソン方式とし、量産性を考慮してギヤはフォーメート歯切り、すなわち、ギヤの両側歯面をフェイスミルカッタで同時に歯切りする場合を考える。対象とする軸角の範囲は $70^\circ \sim 110^\circ$ とし、ここではまず、普通オフセットのアンギュラ・ハイポイドギヤの計算結果について考察する。

表1は、計算に用いたハイポイドギヤの主要諸元である。カッタ径については、その影響を調べるために、標準のカッタ径 190.5 mm のほかに、参考としてカッタ径 152.4 mm のものについても計算を試みた。一般的には、カッタ径が小さくなるほど、ギヤの歯元角が小さくなり、歯当たりをデベロッパする上で有利であるが、ここではそのことに関して、アンギュラ・ハイポイドギヤについて調べてみた。

表1 アンギュラ・ハイポイドギヤの主要諸元 ($E > 0$ のとき)

Combination	n/N		8/35
Shaft Angle	Σ	deg	70~110
Pinion Offset	E	mm	30
Gear Pitch Diameter	D	mm	190
Gear Face Width	F	mm	28
Hand of Pinion			Left
Average Pressure Angle	ϕ_s	deg	19
Cutter Diameter	$2r_c$	mm	190.5
Pinion Spiral Angle	ψ_1	deg	46.5109

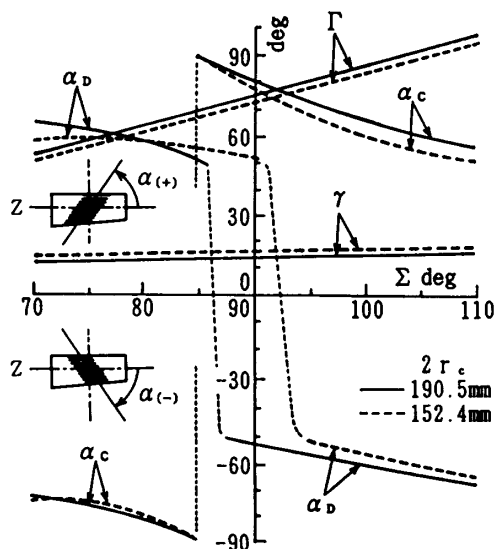


図4 軸角の変化と主要諸元の関係

図4は、軸角の変化による他の諸元の変化のようすを示す。横軸には軸角 σ を、縦軸にはピニオン、ギヤのピッチ角 γ, Γ と、それに参考として歯当たりの傾きを示すバイアス角⁽⁵⁾ α_D, α_C が示してある。 α_D は駆動側歯面のバイス角を、 α_C は被動側歯面のバイアス角である。図4の実線はカッタ径が190.5 mmの場合、破線はカッタ径が152.4 mmの場合である。これよりピッチ角は、ギヤの場合、軸角 σ の増加とともにほぼ直線的に増大していくが、ピニオンはギヤに比べてその変化は小さく、ほぼ一定の値を示している。また、カッタ径の違いによるピッチ角の変化には顕著な傾向は見られない。なお、ギヤのピッチ角 Γ が90°より大きくなると、ギヤは内歯車状となり、歯はピッチ円すいの内側に歯付けされることになる。

次に、歯当たりの傾向を示す α_D, α_C についてであるが、まず、それらの計算において、歯当たりの基本形である歯当たり長さはギヤの歯幅の1/3になるように計算され、さらにピニオンは、ギヤのフォーメート歯切りに対し、その設計諸元をそのまま歯切り諸元として計算されたものである。その結果によると、 α_C につ

いては90°付近で連続的な変化を示しているが、 α_D については、 α_C よりもバイアス傾向が強く、軸角 σ が90°の近くでその符号を変化させている。この符号の変化はグリーソン方式による歯切りの特徴と考えられるが、デベロップの必要性が不可欠であることを示している。カッタ径の違いによるバイアス角の変化は、ピッチ角の場合と同様に大差ないことがわかる。

3.2 逆オフセット・ハイポイドギヤの場合 オフセットを負にした場合のアンギュラ・ハイポイドギヤの設計計算例について検討を加える。

表4 $E < 0, \Sigma = 70^\circ$ のハイポイドギヤの設計諸元

Automotive Angular Hypoid Gear Dimensions (when $\Sigma = 70^\circ$)		
	Pinion	Gear
Pitch Diameter	56.685007	190
Addendum	7.708036	1.346146
Dedendum	2.646647	8.847312
Whole Depth	10.354682	10.193458
Outside Diameter	71.678656	191.543181
Pitch Apex Beyond	9.216381	3.810057
Crossing Point	(X_{pp})	(X_{gp})
Face Apex Beyond	7.824271	3.648285
Crossing Point	(X_{pf})	(X_{gf})
Root Apex Beyond	5.986935	3.235337
Crossing Point	(X_{pr})	(X_{gr})
Crown to Crossing Point	107.559137	61.538932
(X_p)	(X_g)	
Front Crown to		
Crossing Point	56.167836	45.782635
Pitch Angle	deg 13.443765	55.027391
Face Angle	deg 17.255356	55.758723
Root Angle	deg 12.529254	50.883176
Spiral Angle	deg -48.089830	-30.883549
Mean Radius	mm 24.529882	83.528034
Mean Cone Distance	mm 105.509004	101.934791
Number of Teeth	8	35
Pitch Diameter	mm 71.678656	190
Outside Diameter	(D_{pp})	191.543181
(D_{gp})		-190.5
Cutter Diameter		
Pinion Offset	mm -30	
(Above Center)		
Limit Pressure Angle	deg 3.137914	
Geodesic Curvature		
Radius		mm -95.472650
Dedendum Angle	deg -0.731332	4.144215
Principal Direction	deg 93.401526	3.547165
Mounting Distance		54.617413

表2 アンギュラ・ハイポイドギヤの主要諸元 ($E < 0$ のとき)

Combination	n/N	8/35
Shaft Angle	Σ deg	70, 90, 110
Pinion Offset	E mm	-30
Gear Pitch Diameter	D mm	190
Gear Face Width	F mm	28
Hand of Pinion		Right
Average Pressure Angle	ϕ_a deg	19
Cutter Diameter	2 r c mm	-190.5
Pinion Spiral Angle	ψ_1 deg	-46.5109

表3 $E < 0, \Sigma = 90^\circ$ のハイポイドギヤの設計諸元

Automotive Angular Hypoid Gear Dimensions (when $\Sigma = 90^\circ$)		
	Pinion	Gear
Pitch Diameter	57.574262	190
Addendum	8.381151	1.441284
Dedendum	2.702917	9.399482
Whole Depth	11.084068	10.840765
Outside Diameter	73.837323	190.742724
Pitch Apex Beyond	22.423543	-7.895622
Crossing Point	(X_{pp})	(X_{gp})
Face Apex Beyond	11.418276	-3.325411
Crossing Point	(X_{pf})	(X_{gf})
Root Apex Beyond	19.843168	-1.646755
Crossing Point	(X_{pr})	(X_{gr})
Crown to Crossing Point	90.844297	26.836101
(X_p)	(X_g)	
Front Crown to		
Crossing Point	59.118563	20.133055
Pitch Angle	deg 14.018755	75.068715
Face Angle	deg 19.850510	76.151716
Root Angle	deg 12.995500	68.931707
Spiral Angle	deg -48.089830	-27.527807
Mean Radius	mm 24.722917	81.472703
Mean Cone Distance	mm 102.059814	84.319713
Number of Teeth	8	35
Pitch Diameter	mm 73.837323	190.742724
Outside Diameter	(D_{pp})	190.742724
(D_{gp})		-190.5
Cutter Diameter		
Pinion Offset	mm -30	
(Above Center)		
Limit Pressure Angle	deg 6.177238	
Geodesic Curvature		
Radius		mm -95.549169
Dedendum Angle	deg -1.083001	6.137008
Principal Direction	deg 76.596572	5.419140
Mounting Distance		24.621475

表5 $E < 0, \Sigma = 110^\circ$ のハイポイドギヤの設計諸元

Automotive Angular Hypoid Gear Dimensions (when $\Sigma = 110^\circ$)		
	Pinion	Gear
Pitch Diameter	57.832033	190
Addendum	8.519958	1.464102
Dedendum	2.710172	9.537623
Whole Depth	11.230130	11.001725
Outside Diameter	74.397072	189.645321
Pitch Apex Beyond	32.578735	-9.102218
Crossing Point	(X_{pp})	(X_{gp})
Face Apex Beyond	19.340054	-9.554208
Crossing Point	(X_{pf})	(X_{gf})
Root Apex Beyond	29.736110	-7.770527
Crossing Point	(X_{pr})	(X_{gr})
Crown to Crossing Point	85.329197	-3.943350
(X_p)	(X_g)	
Front Crown to		
Crossing Point	52.766771	0.003330
Pitch Angle	deg 13.558402	96.957046
Face Angle	deg 19.564768	98.101360
Root Angle	deg 12.587361	90.472604
Spiral Angle	deg -48.089830	-26.264952
Mean Radius	mm 24.887468	81.103079
Mean Cone Distance	mm 106.158725	81.704651
Number of Teeth	8	35
Pitch Diameter	mm 74.397072	190
Outside Diameter	(D_{pp})	189.645321
(D_{gp})		-190.5
Cutter Diameter		
Pinion Offset	mm -30	
(Above Center)		
Limit Pressure Angle	deg 8.061981	
Geodesic Curvature		
Radius		mm -95.282062
Dedendum Angle	deg -1.144313	6.484442
Principal Direction	deg 70.621502	5.801101
Mounting Distance		-0.794275

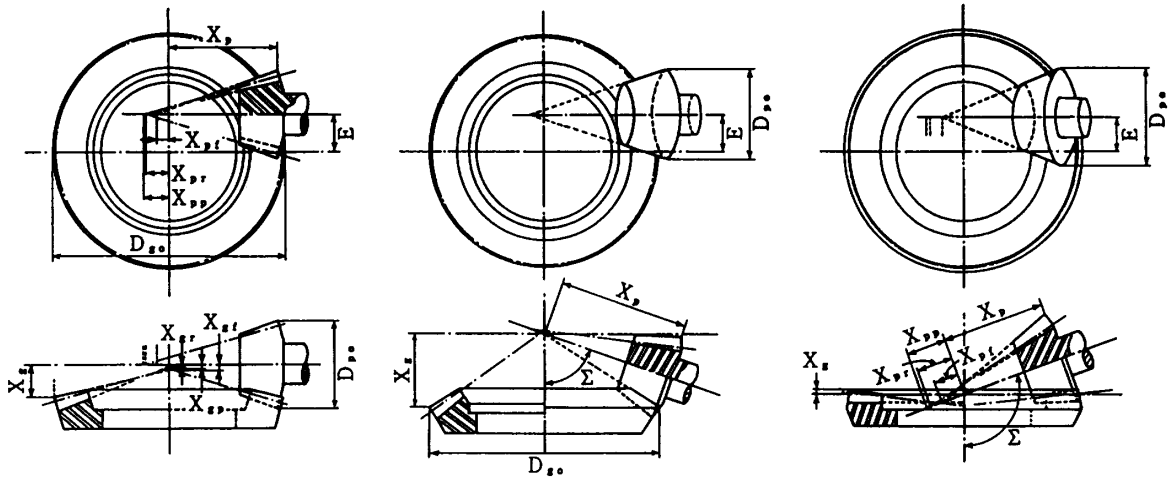


図5 $E < 0, \Sigma = 90^\circ$ のハイポイドギヤ 図6 $E < 0, \Sigma = 70^\circ$ のハイポイドギヤ 図7 $E < 0, \Sigma = 110^\circ$ のハイポイドギヤ

表2は、計算に用いた主要諸元であるが、基本的には表1と同じである。ここでは、軸角 σ は $70^\circ, 90^\circ, 110^\circ$ の三種類について計算を試みた。カッタ径は190.5 mmの一種類とした。

表3~5は、三種類の軸角の値に対して得られた主要設計諸元の計算結果である。オフセット E の値を負とすると、それぞれの表でピニオン、ギヤのねじれ角 ψ_1, ψ_2 およびカッタ半径 r_c はすべて負となる。

図5~7は、表3~5に基づいて描かれたアンギュラ・ハイポイドギヤのレイアウトである。図中の記号は表2~5に記されている。図7では、 σ が 90° より大きいため、ギヤが内歯車状になっている例である。

4. 結 論

ハイポイドギヤの設計においては、一般に軸角は 90° として基礎式が構成され、その設計手順が示されている。そのため軸角が 90° より大きい場合や小さい場合のアンギュラ・ハイポイドギヤの設計法に関しては、十分な検討がなされないまま今日に至っている。オフセットについても、ギヤが右ねじれで、ピニオンがギヤの回転中心より下方に位置する場合について論じられ、ピニオンが逆方向に位置する逆オフセットの場合については十分な検討がなされていない。そこで本報では、第1報で得られたアンギュラ・ハイポイド

ギヤの基礎式を用い、デュプレックス歯切り法を主体として、軸角が $70^\circ \sim 110^\circ$ の範囲のものについて具体的な設計諸元の計算を試み、得られた結果について考察した。そして、次のような結論を得た。

(1) 逆オフセットの場合も含めたアンギュラ・ハイポイドギヤの限界圧力角とカッタチルト角の関係を明らかにした。

(2) アンギュラ・ハイポイドギヤの歯切りに必要な厳密なピッチ点を求め、その点における歯車関係諸元の詳細を明らかにした。

(3) アンギュラ・ハイポイドギヤでは、その軸角が大きくなるに従い、ギヤのピッチ角は増大するが、ピニオンのピッチ角に大きな変化はみられない。

(4) 基本的な歯当たりの傾向をバイス角の変化で調べたところ、駆動側歯面では、軸角が 90° の近くでその値の符号が変化することがわかった。

文 献

- (1) Gleason Works., *Method for Designing Angular Hypoid Gear Blanks*, (1933), 1.
- (2) 高橋・伊藤, 機論 57-544, C(1991), 3934.
- (3) Wildhaber, E., *Am. Mach.*, 90 (1946), 131.
- (4) 高橋・伊藤, 機論, 54-500, C(1988), 904.
- (5) 高橋・伊藤, 機論, 51-464, C(1985), 813.