

準媒介歯車を用いたハイポイドギヤの歯切法* (準媒介歯車とその基本諸元)

田村久司*¹, 川崎一正*¹, 羽田芳智*²

Method for Cutting Hypoid Gears Using Quasi-Basic Member (Quasi-Basic Member and Its Basic Dimensions)

Hisashi TAMURA, Kazumasa KAWASAKI and Yoshitomo HANEDA

It is necessary to modify the tooth surface of hypoid gears because of the need to deal with various kinds of errors. Skilled workers treat this problem using the trial-and-error method so far. In this paper, a theoretical method for cutting hypoid pinion under consideration of tooth surface modification is proposed. The method is based on the theory of basic member. The non-generating ring gear is cut by Gleason's Formate method. The pinion is generated by a newly introduced quasi-basic member whose tooth (tool) surface is a conventional conical surface. The quasi-basic member is a substitute tool gear for the basic member which is an imaginary gear generated by a ring gear. The tool surface of the quasi-basic member is in contact with the imaginary generated tooth surface of the basic member at a point, and envelops the imaginary surface in tool material side. There is a small clearance between the two surfaces. This clearance modifies the pinion tooth surface. The essence of this method is the setup of the quasi-basic member on the Gleason hypoid generator, namely, the determination of machine settings.

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

1. 緒 言

自動車の差動歯車装置に用いられるハイポイドギヤは我が国ではそのほとんどがグリーンソン方式で歯切りされている。しかし、この歯切り方式を機構学的立場からみると、わずかではあるが歯面干渉のある非共役歯車対を歯切りしていることになり⁽¹⁾、これが経験と勘に頼る歯当たり調整歯切りを必要とする原因となっている。これを改善する目的で近年、グリーンソン社によって歯当たり解析法(Tooth contact analysis, TCA)が開発されたが、その基礎理論は開示されていないし、また TCA 効果も広く認められるまでには至っていないようである。一方、ハイポイドギヤには歯面修整が必要で、そのための方策として歯当たり調整歯切りが容認されてきたものと考えられ、また、TCA に期待が寄せられているものと思われる。

本研究は機構学の理論に基づいたハイポイドギヤの

歯切法に関する研究である。具体的にはギヤ歯面と共役なピニオン歯面を考え、それを修整するための理論的方法、すなわち歯当たり調整歯切りを必要としないピニオン歯切法の研究である。本報では準媒介歯車と名づけたピニオン歯切用工具歯車の基本諸元について述べる。なお、準媒介歯車歯(刃)面の与え方と歯切例については次報で述べる。

2. 基本的考え方

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の問題点は歯をこう配歯にすることによって発生する。歯がこう配歯であるとピニオン歯切用工具歯車の円すい面刃面は、(リング)ギヤの円すい面歯面と少し異ならざるを得ず、刃面と歯面の間にわずかな曲率干渉が生じ、そのために厳密な意味で直接創成法が成立しなくなっており、歯当たり調整歯切りが必要になる。ところで、ある刃面によって創成された歯面はその刃面と線接触させることができる。接触線以外では当然のことながら刃面と被創成歯面との間に間げきが生じている。本歯切法の考え方の要点はこの間げきを利用して上述の干渉を回避しようとするところにある。

さて、平歯車対あるいはかさ歯車対においてそれぞ

* 1996年10月26日 山梨講演会において講演、原稿受付1998年8月31日。

*¹ 正員、新潟大学工学部 (〒950-2181 新潟市五十嵐二の町8050)。

*² 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)。

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

れラックあるいは仮想冠歯車に代表される第3の歯車が考えられるが、ハイポイドギヤにおいても第3の歯車として媒介歯車(Basic member)⁽²⁾がある。この媒介歯車に適当な歯(刃)面を与えてギヤとピニオンをそれぞれ創成歯切りすれば、ギヤ、ピニオンおよび媒介歯車は互いに共役な歯車になる。

同じ考え方で、思考上のことではあるが、ギヤ歯面にこれまでのように円すい面を与え、それで媒介歯車を、そしてその媒介歯車でピニオンをそれぞれ創成歯切りすれば、媒介歯車、ピニオンおよびギヤは互いに共役な歯車になる。すなわち、ギヤと共役なピニオンを媒介歯車で創成歯切りすることができるのである[図1(a)]。

ところで媒介歯車はその軸まわりに回転するとともに軸方向に並進する、いわゆるねじ運動をする。このような媒介歯車でピニオンを創成することを考えると、媒介歯車にねじ運動をさせることは現実の問題として非常に困難であるし、また、被創成面である媒介歯車歯面も複雑な曲面になり、これと同等な刃面を作ることも困難である。そこで次善の策として、媒介歯車を純回転運動をする歯車で近似する⁽³⁾⁽⁴⁾とともに、媒介歯車歯面も実現可能な円すい面で代替することを考える。代替円すい面は刃面になるものであるが、この刃面の刃先が所定のピニオン歯底円すいを削り出すように、かつ図1(b)に示すように、媒介歯車歯面上の指定点 Q で刃面と媒介歯車歯面とが点接触するようにこの代替円すい面を配置するものとする。そうすると点 Q 以外では、媒介歯車歯面と代替円すい面との間に曲率干渉がなければ必ず間げきが生じる。媒介歯車の代替・近似方法ならびに干渉回避方法については後述する。さて、曲率干渉がなければ点 Q 近傍の間げきは非常に小さいから、点 Q 近傍の代替円すい面はギヤ歯面およびピニオン歯面と近似的に共役な

面とみなすことができる。これにより指定点 Q に必ず歯当たりが現れることになる⁽⁵⁾⁽⁶⁾。この意味で点 Q を歯当たり中心点ということにする。また、図1(a)を参照すれば、点 Q は媒介歯車歯面上あるいはギヤ歯面上で指定できることがわかる。本研究では点 Q の指定をギヤ歯面上で行うことにする。点 Q から離れた位置では媒介歯車歯面と代替円すい面との間げきは大きくなる。しかし、これは共役なピニオン歯面を余分に削ることを意味するから、ピニオン歯面の修整と考えることができる。

以上のように、媒介歯車の運動と歯面とを実現可能なものに近似・代替した歯車を考え、これを工具歯車にしてピニオンを創成歯切りすれば、ピニオン歯面は本来の共役歯面に修整を施したような歯面になる。修整の大きさは媒介歯車と工具歯車との関係から一意に決まる。このように媒介歯車を二重に近似したピニオン歯切用工具歯車を本研究では、準媒介歯車ということにする。そうすると本歯切法は、ギヤがあらかじめ与えられている場合にそれとかがみあうピニオンの歯切法になるが、結局、それは思考上の媒介歯車を代替する現実の準媒介歯車の諸元決定問題に帰着する。さて、3章で概説する媒介歯車理論によれば、ある歯車対に対して媒介歯車選択の自由度は1である。このことと歯当たり中心点 Q の位置を任意に指定できることを考えると、本歯切法は歯面修整量と歯当たり位置とが制御可能な方法であるといえる。

以上が本歯切法の基本的考え方である。

3. 媒介歯車

ギヤ、ピニオンおよび媒介歯車の軸位置関係を示すためのかみあい座標系 $O-xyz$ を設定する(図2)。ギヤ軸を z_g 軸とすると、 z_g 軸は z 軸と一致している。 x 軸はギヤ軸とピニオン軸の共通垂線で、オフセット量はこの軸に沿う長さで示される。ピニオン軸は y 軸に平行である。 ω はギヤの角速度、 M_d はピニオン

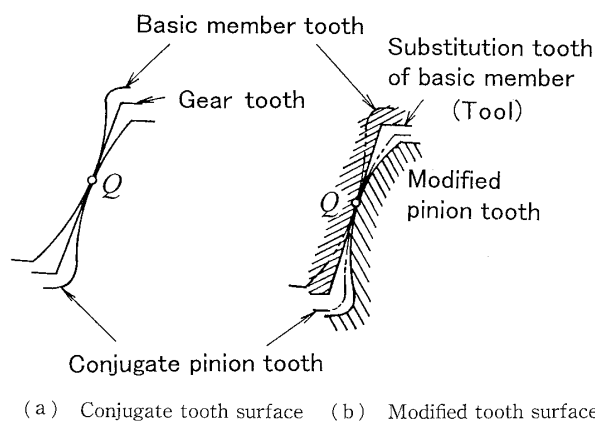


Fig. 1 Relationships of each tooth surface

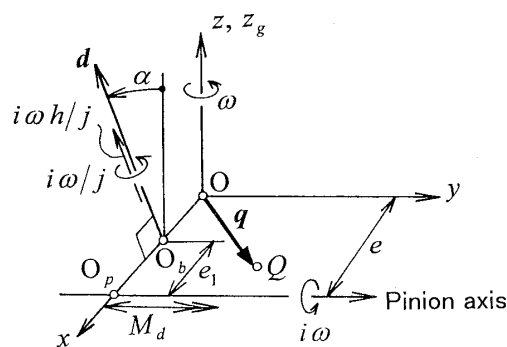


Fig. 2 Relationship between three gears

組立距離(Mounting distance)である。点 O_b, O_p は媒介歯車軸、ピニオン軸それぞれが共通垂線と交わる点である。位置ベクトル \mathbf{q} は図1の歯当たり中心点 Q がピニオンとかみあう位置を示す。以下、本研究ではベクトルはすべて列ベクトルとする。

媒介歯車について、本研究に關係する部分のみを概説する。O-xyzにおける任意の点の位置ベクトルを $\mathbf{x} \equiv (x, y, z)^T$ で表し、 \mathbf{x} の位置におけるギヤ、ピニオンの速度を $\mathbf{v}_g, \mathbf{v}_p$ 、それらの相対速度を \mathbf{w}_{pg} とすれば、

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{v}_g &= (0, 0, \omega)^T \times \mathbf{x} \\ \mathbf{v}_p &= (0, i\omega, 0)^T \times \{\mathbf{x} - (e, 0, 0)^T\} \\ \mathbf{w}_{pg}(\mathbf{x}) &= \mathbf{v}_p - \mathbf{v}_g \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 e はハイポイドギヤのオフセット量、 i はピニオンとギヤの角速比 ($i > 1$) である。

さて、 \mathbf{x} の位置でギヤ歯面とピニオン歯面がかみあっているとすると、 \mathbf{x} における両歯面共通の単位面法線ベクトルを \mathbf{n} とすれば、次のかみあい条件式が成立している。

$$\mathbf{n} \cdot \mathbf{w}_{pg}(\mathbf{x}) = 0 \dots\dots\dots (2)$$

次に、第3の歯車を考え、同じ位置 \mathbf{x} で第3の歯車歯面がギヤ歯面あるいはピニオン歯面とかみあうためには、 \mathbf{v}_b を第3の歯車の位置 \mathbf{x} における速度として、

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{n} \cdot \mathbf{w}_{bg}(\mathbf{x}) &= 0 \\ \mathbf{w}_{bg} &= \mathbf{v}_b - \mathbf{v}_g \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

が成立していればよい。かみあい空間内の任意の位置 \mathbf{x} において式(2)が成立するとき必ず式(3)が成立するためには、 K を任意定数として、次式が成立しなければならない。

$$\mathbf{w}_{bg}(\mathbf{x}) = K \mathbf{w}_{pg}(\mathbf{x}) \dots\dots\dots (4)$$

酒井⁽²⁾ は式(4)の条件を満足する第3の歯車を媒介歯車と名付け、食違い軸歯車のかみあい理論を展開した。

式(1)で明らかなように、ハイポイドギヤにおいては e と i が与えられるとピニオンとギヤの相対速度場 $\mathbf{w}_{pg}(\mathbf{x})$ が決まる。しかし、式(4)によれば K が任意定数であることから、媒介歯車とギヤの相対速度場 $\mathbf{w}_{bg}(\mathbf{x})$ の決定には、なお自由度1を残す。

図2を参照しつつ式(4)を解けば、媒介歯車の基本諸元が次のように決まる。

$$\left. \begin{aligned} e_1 &= e \cos^2 \alpha \\ j &= i \cos \alpha - \sin \alpha \\ h &= -e \sin \alpha \cos \alpha \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 j はピニオンと媒介歯車の角速比 ($j > 1$)、 e_1 は媒介歯車とピニオンの軸間距離、 h は媒介歯車ねじ

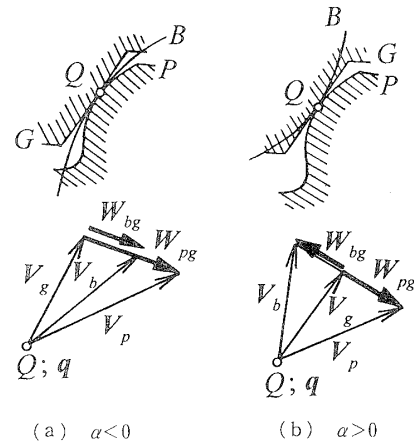


Fig. 3 Envelopes by gear tooth surface (G ; Ring gear, P ; Pinion, B ; Basic member)

運動の換算ピッチ、 α は媒介歯車軸の傾き角で、図示の向きを正とする。式(4)の K は

$$K = -\operatorname{cosec} \alpha \dots\dots\dots (6)$$

式(5)より a, e_1, j, h のうち一つを定めれば媒介歯車の基本諸元がすべて決まる。これが媒介歯車選択の自由度、ひいては後述の準媒介歯車選択の自由度になる。本研究では媒介歯車軸傾き角 α を媒介歯車選択の自由度として採用することにする。 α が決まると媒介歯車軸方向を示す単位ベクトル \mathbf{d} は

$$\mathbf{d} = (0, -\sin \alpha, \cos \alpha)^T \dots\dots\dots (7)$$

媒介歯車軸傾き角 α について考察する。 $\alpha = 0$ の場合、式(5)より $e_1 = e, j = i, h = 0$ となり、ギヤ歯面による媒介歯車歯面の創成が全く行われず、ギヤ歯面がそのまま媒介歯車歯面になる。 $|\alpha|$ を大きくするとギヤ歯面による媒介歯車歯面の創成が激しく行われ、結果として媒介歯車歯面とギヤ歯面との形状の差が大きくなる。本歯切法の要点はこの差異を2章の冒頭に述べた干渉の回避に利用しようとするところであるから、 α を調整することによって干渉回避ができることになる。

ところで思考上の媒介歯車の歯面はギヤ歯面によって包絡(創成)される曲面であるが、ギヤ歯面に対して包絡面の現れる領域はギヤと媒介歯車との相対速度の向きによって変わる。図3で $\mathbf{V}_g, \mathbf{V}_p, \mathbf{V}_b$ をO-xyzでのかみあい点 Q におけるギヤ、ピニオン、媒介歯車それぞれの速度とすると、ギヤに対するピニオン、媒介歯車の各相対速度 $\mathbf{W}_{pg}, \mathbf{W}_{bg}$ が同じ向きの場合にはギヤ歯面非実質側すなわち空間側に媒介歯車歯面が包絡される [図3(a)]。 \mathbf{W}_{pg} と \mathbf{W}_{bg} の向きが反対の場合にはギヤ歯面実質側にそれが包絡される [図3(b)]。媒介歯車軸傾き角 α の正、負と包絡面(創成面)の現れ

る領域との関係は図3に示すようになる。

4. 準媒介歯車の基本諸元

媒介歯車の近似・代替法すなわち準媒介歯車の基本諸元決定法を示す。

いま、ギヤ歯面は歯当たり中心点 Q でピニオン歯面と点接触かみあいをしているものとする。かみあい座標系 $O-xyz$ でこの点 Q の位置ベクトルを \mathbf{q} で示すことはすでに述べた(図2)。 \mathbf{q} の位置における媒介歯車の速度 \mathbf{V}_b はねじ運動によるもので、速度場 \mathbf{v}_b のねじ線に接しているが、 \mathbf{q} 近傍の速度場をある軸まわりに純回転運動をする準媒介歯車の速度場で近似する。ただし、 \mathbf{q} におけるこの近似速度場の速度は \mathbf{V}_b であるとする。このことから準媒介歯車軸方向を示す単位ベクトル \mathbf{c} は、図4を参照して

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{c} &= \mathbf{V}_b \times (\mathbf{d} \times \mathbf{V}_b) / |\mathbf{V}_b \times (\mathbf{d} \times \mathbf{V}_b)| \\ \mathbf{V}_b &= i\omega \{ \mathbf{d} \times (\mathbf{q} - \mathbf{e}_2) + h\mathbf{d} \} / j \\ \mathbf{e}_2 &= (e - e_1, 0, 0)^T (= \overrightarrow{OO_b}) \end{aligned} \right\} \dots\dots (8)$$

次にねじ運動をする媒介歯車の速度場で \mathbf{q} を通るねじ線(換算ピッチ h)のその点における曲率半径 r_0 は、はすば歯車における相当平歯車のピッチ円半径 r_0 を求める方法と同じ方法⁽⁷⁾で求めることができる。

$$1/r_0 = r_0 / (r_0^2 + h^2) \dots\dots (9)$$

ここに r_0 は、はすば歯車の基準ピッチ円半径に相当するもので、点 Q から媒介歯車軸におろした垂線の長さであり、次式で計算される。

$$\left. \begin{aligned} r_0 &= |\mathbf{d} \times \overrightarrow{O_bQ}| \\ \overrightarrow{O_bQ} &= \mathbf{q} - \mathbf{e}_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots (10)$$

図4において準媒介歯車軸が通過する点 R の位置ベクトル \mathbf{r} は、 $O-xyz$ で

$$\mathbf{r} = \mathbf{q} + r_0 \mathbf{c} \times \mathbf{V}_b / |\mathbf{V}_b| \dots\dots (11)$$

準媒介歯車の角速度の大きさが媒介歯車のそれ

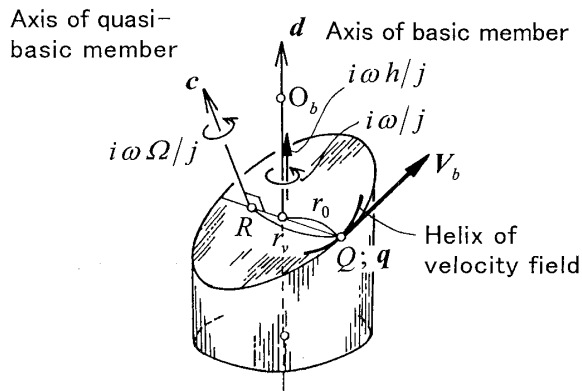


Fig. 4 Equivalent spur gear relating basic member

$(i\omega/j)$ の Ω 倍とすれば、 $\Omega(i\omega/j)r_0 = |\mathbf{V}_b|$ より

$$\Omega = j |\mathbf{V}_b| / i\omega r_0 \dots\dots (12)$$

本法は準媒介歯車でピニオンを創成歯切りする方法であるから、それらの相対位置関係を定めなければならない。ピニオン軸方向を示す単位ベクトルを \mathbf{b}' とすれば、

$$\mathbf{b}' = (0, 1, 0)^T \dots\dots (13)$$

準媒介歯車軸とピニオン軸との共通垂線を考え、その垂足をそれぞれ S, T とする。また、共通垂線の方角を示す単位ベクトルを \mathbf{a} とすれば、図5を参照して

$$\mathbf{a} = \mathbf{b}' \times \mathbf{c} / |\mathbf{b}' \times \mathbf{c}| \dots\dots (14)$$

単位ベクトル $\mathbf{a}, \mathbf{b}', \mathbf{c}$ と図5に示す未知なる長さ l, m, n とを用いて準媒介歯車軸とピニオン軸との関係を示すと

$$\mathbf{r} + n\mathbf{c} + l\mathbf{a} + m\mathbf{b}' = (e, 0, 0)^T \dots\dots (15)$$

式(15)より l, m, n を求めることができる。単位ベクトル \mathbf{b} を次式で定める。

$$\mathbf{b} = \mathbf{c} \times \mathbf{a} \dots\dots (16)$$

そして、点 S を座標系原点とし、 $\mathbf{a}, \mathbf{b}, \mathbf{c}$ を各座標軸方向ベクトルとする座標系 $S-VHZ$ を設定すると、それらがそのままグリーンソンハイポイドギヤ創成歯切盤のマシンセンタ、 V 軸、 H 軸、クレードル軸になり、準媒介歯車を実現される。そこでは l がブランク・オフセット、 $(m + M_d)$ がマシンセンタトウバックになる。また、創成比(Ratio of roll) k 、ワーク軸設定角(Machine root angle) ζ 、 x 軸と V 軸とのなす角 η は次式で求められる。

$$\left. \begin{aligned} k &= j/\Omega \\ \sin \zeta \mathbf{a} &= \mathbf{b} \times \mathbf{b}' \\ \sin \eta \mathbf{b}' &= (1, 0, 0)^T \times \mathbf{a} \end{aligned} \right\} \dots\dots (17)$$

以上より、ハイポイドギヤの角速比 i 、オフセット量 e 、位置 \mathbf{q} そして適切に決めることのできる媒介歯車軸傾き角 α を与えると、ピニオンに対する準媒介歯

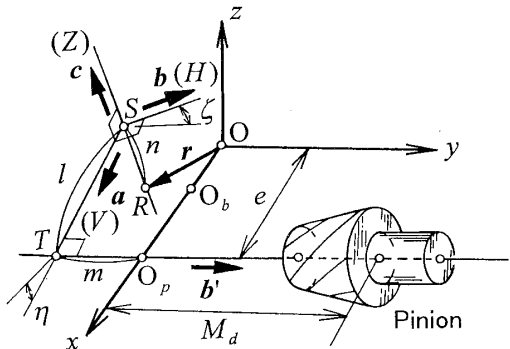


Fig. 5 Pinion and axis of quasi-basic member

車の位置・姿勢(図5)および創成比 k のいわゆる準媒介歯車の基本諸元すべてが決まる。

5. 歯当たり中心点のかみあい位置

ギヤ歯面はギヤの歯切法に関係して決まる。そこでギヤ歯面上に歯当たり中心点 Q を定めれば、位置 q が以下のように決まる。

5.1 ギヤ歯面 ギヤはグリーンソン方式のフォーメイト法で得る歯車とする。この歯車は広刃法(Spread-blade method)によって成形歯切りしたまがりばかさ歯車で、その凹・凸両歯面は同一カット・マシンセッティングのもとで、ポイント幅 W のグリーンソン式環状フライス(以後、カットという)の外・内刃によって同時に歯切りされる。ここではカット内刃によって成形歯切りしたギヤ凸歯面について述べるが、カット外刃によって歯切りしたギヤ凹歯面についても全く同じように、以下のことが成立する。

ギヤ凸歯面 X_g はカット内刃がカット軸まわりに旋回して作る円すい面の転写になる。図6にギヤの歯切り方法を示す。図6の $O_m-x_my_mz_m$ は歯切盤に設定した座標系で、 O_m はマシンセンタであるが、ギヤ歯底円すい頂点でもある。 x_m, y_m, z_m の各軸はそれぞれ V, H , クレードル軸である。ギヤ歯面とその単位面法線はこの座標系でそれぞれ $X_g(u_g, v_g), N_g(u_g)$ で次のように表される⁽⁶⁾。

$$\left. \begin{aligned} X_g(u_g, v_g) &= \begin{bmatrix} -(-v_g \sin \gamma_{2g} + R_g - W/2) \sin u_g \\ (-v_g \sin \gamma_{2g} + R_g - W/2) \cos u_g \\ -v_g \cos \gamma_{2g} \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} V_g \\ H_g \\ Z_g \end{bmatrix} \\ N_g(u_g) &= \begin{bmatrix} -\cos \gamma_{2g} \sin u_g \\ \cos \gamma_{2g} \cos u_g \\ -\sin \gamma_{2g} \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(18)$$

ここに、 u_g はカット切れ刃のカット軸まわりの旋回角、 v_g は切れ刃に沿う刃先からの距離を意味し、歯面表示のためのパラメータになる。 R_g はカット半径、 γ_{2g} はカット内刃切れ刃の傾き角(圧力角)である。 $(V_g, H_g, Z_g)^T$ はカット中心 O_c の座標で、設計値としてあらかじめ与えられるものである。 O_c はカット軸とカット刃先が乗る平面との交点として定められるから、普通は図6より Z_g は零になる。

また、図6で L_g は背面距離(Apex to back, Machine center to back), λ_{gr} は歯底円すい角、 z_g 軸はギヤ軸である。ギヤ凸歯面上の点 Q は歯当たり中心点で、パラメータ (u_g, v_g) の値を操作することによって任意の位置に定めることができる。 $O_m-x_my_mz_m$ で点 Q の位置は $X_g(u_{g0}, v_{g0})$ で定められているものとする。また、その点における歯面の単位面法線ベクトルを $N_g(u_{g0})$ とする。

5.2 歯当たり中心点のかみあい位置 q $O_m-x_my_mz_m$ (図6)で表されている $X_g(u_{g0}, v_{g0})$ と $N_g(u_{g0})$ をギヤに固着したまま図2に示す座標系 $O-xyz$ に移す。そのときギヤ軸である z_g 軸が z 軸に一致するように、ギヤ背面が原点 O からギヤ組立距離(Mounting distance) L にあるようにしたのち、点 Q すなわち $X_g(u_{g0}, v_{g0})$ がかみあい点に至るようにギヤを z 軸まわりに角度 Ψ_0 まわす。 Ψ_0 はかみあい条件式 $N \cdot W_{pg} = 0$ から決定される。すなわち q が決まる。

$$N(\Psi_0) \cdot W_{pg}(\Psi_0) = 0 \dots\dots\dots(19)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} N(\Psi_0) &\equiv C(\Psi_0)B(\pi)A(\pi/2 - \lambda_{gr})N_g(u_{g0}) \\ W_{pg}(\Psi_0) &\equiv (0, 0, \omega)^T \times q(\Psi_0) \\ &- (0, i\omega, 0)^T \times \{q(\Psi_0) - (e, 0, 0)^T\} \\ q(\Psi_0) &\equiv C(\Psi_0)\{B(\pi)A(\pi/2 - \lambda_{gr})X_g(u_{g0}, v_{g0}) \\ &+ (0, 0, L_g - L)^T\} \\ A(\lambda) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & -\sin \lambda \\ 0 & \sin \lambda & \cos \lambda \end{bmatrix} \\ B(\pi) &= \begin{bmatrix} \cos \pi & 0 & \sin \pi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \pi & 0 & \cos \pi \end{bmatrix} \\ C(\Psi_0) &= \begin{bmatrix} \cos \Psi_0 & -\sin \Psi_0 & 0 \\ \sin \Psi_0 & \cos \Psi_0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(20)$$

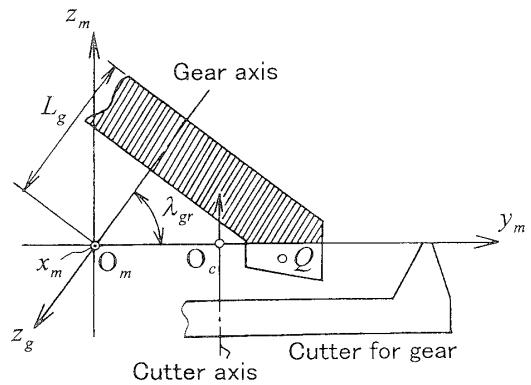


Fig. 6 Ring gear cutting

Table 1 Dimensions of hypoid gears (mm)

	Gear	Pinion
Number of teeth	45	7
Diameter	138.81	28.06
Face width	24.00	26.89
Outer cone distance	83.82	92.04
Mean cone distance	71.84	79.55
Addendum	0.93	5.24
Dedendum	6.04	1.82
Pitch angle	79° 48'	9° 53'
Face angle	80° 38'	14° 28'
Mean spiral angle	33° 08'	47° 37'
Mounting distance L, M_d	40.00	85.00
Module	3.667	
Pinion offset e	18.00	

Table 2 Cutter specifications and machine settings in ring gear cutting (mm)

Cutter diameter	$2R_g$	152.4
Point width	W	2.54
Inside blade angle	γ_{2g}	17° 00'
Outside blade angle	γ_{1g}	17° 00'
Machine root angle	λ_{gr}	75° 02'
Machine center to back	L_g	40.02
Cutter center	(V_g, H_g, Z_g)	(-63.89, 29.91, 0)
Conjugate point Q	$\begin{cases} \text{convex} \\ \text{concave} \end{cases}$	$u_{g0} = \begin{cases} -0.9774 \text{ rad} (-56^\circ) \\ -1.0297 \text{ rad} (-59^\circ) \end{cases}$ $v_{g0} = 3.5$

Table 3 Dimensions of basic member and quasi-basic member (mm)

	For pinion concave tooth	For pinion convex tooth
e	18.00	
i	6.428571 (= 45/7)	
α	5° 00'	
e_1	17.86	
h	-1.563 (mm/rad)	
j	6.316953	
k	6.3186 [6.1914]	6.3186 [6.327]
l	18.33 [17.08]	18.32 [17.73]
m	-0.14 [-1.64]	-0.10 [+1.49]
n	20.48	20.32
r_0	68.19	67.69
r_v	68.23	67.73
ζ	-4° 36' [-3° 26']	-4° 42' [-4° 59']
η	-1° 15'	-1° 18'
Ψ_0	-15° 11'	-15° 38'
a	(0.9998, 0, 0.0219)	(0.9997, 0, 0.0226)
b	(-0.0017, 0.9968, 0.0802)	(-0.0019, 0.9966, 0.0820)
c	(-0.0218, -0.0802, 0.9965)	(-0.0225, -0.0820, 0.9964)
q	(20.79, 66.56, -15.14)	(15.19, 67.50, -14.29)
r	(0.13, 1.79, -20.81)	(0.13, 1.72, -20.05)
N	(-0.6100, 0.7792, 0.1443)	(0.6815, -0.6065, 0.4097)

式(20)において A, B, C はそれぞれ $x_m, y_m, z(z_g)$ 軸まわりの回転に関する座標変換行列である。

6. 媒介歯車, 準媒介歯車の基本諸元計算例

2章で述べたように, 本歯切法ではハイポイドギヤ

Table 4 Comparison of the quasi-basic member dimensions with Gleason summary (mm)

	For pinion concave tooth		For pinion convex tooth	
	Quasi-basic member	Gleason summary	Quasi-basic member	Gleason summary
k	6.1914	6.1914	6.3271	6.3271
α	9° 11'	—	4° 54'	—
l	18.58	17.08	18.30	17.73
m	-0.30	-1.64	-0.09	+1.49
ζ	-8° 21'	-3° 26'	-4° 24'	-4° 59'

諸元はもとよりギヤ諸元も与えられているものと考えている。したがってギヤ歯切り諸元を既知とするが、歯切り時に誤差があることを想定すれば、歯切りしたギヤについてその真の歯切り諸元をギヤ歯面の三次元座標測定によって推定し⁽⁸⁾、それを用いることになる。本章では準媒介歯車の具体像を示すために表1に示す諸元のハイポイドギヤについて媒介歯車, 準媒介歯車それぞれの基本諸元を計算する。表2にギヤ歯切り用カット諸元を示す。これによってギヤ歯面が完全に決まる。なお, 表1, 2の諸元はグリーソン社の与えた設計方式に従って得たものであるが, グリーソン・サマリー⁽⁹⁾のもとで実際に歯切りしたギヤについて歯面を三次元座標測定した結果, カッタ中心座標 (V_g, H_g, Z_g) にわずかな誤差のあることが判明している。表2にはその測定結果から得た値(推定値)を示した。歯当たり中心点 Q の位置をほぼ歯面の中央に選び, その点を示すパラメータ u_{g0}, v_{g0} の値も表2に示してある。表3に, 媒介歯車軸傾き角 α を5°とした場合の媒介歯車, 準媒介歯車の基本諸元を示す。表3にはピニオン凸歯面に関する準媒介歯車諸元も示してあるが, これもギヤ凹歯面のほぼ中央部に歯当たり中心点 Q' を選んだ場合である。点 Q, Q' のかみあい位置はそれぞれ異なるため, 媒介歯車が同じでもそれらに対応する準媒介歯車は異なったものにならざるを得ない。したがってグリーソン社のピニオン歯切り方式と同じようにピニオン凹歯面の歯切りと凸歯面の歯切りは別々に行わなければならないことになる。表3の [] 内の値はグリーソン・サマリーの値である。創成比 (k), プランク・オフセット (l), マシンセントロウバック (M_d+m), ワーク軸設定角 (ζ) いずれも本法の値と異なるが, ζ に関してはその向きだけは同じである。

ハイポイドギヤにおいてはあらかじめギヤが与えられている場合でも, それとかみあうピニオンを歯切りしようとするとき, その歯切り諸元 (k, l, M_d+m, ζ など) が唯一に決まることはない。歯面修整を施さなければならぬために, ギヤとは非共役な歯車になる

ことおよび歯当たり中心点の位置を任意に決めることができることによる。このことを念頭において、グリーンソン・サマリーと本法による歯切り諸元を比較してみた。その結果を表4に示す。表4の値は本法による創成比 k とグリーンソン・サマリーによる k とが一致するように媒介歯車軸傾き角 α を決めて計算した結果である。本法とグリーンソン・サマリーでは結果が大きく隔たっていることから、それぞれの歯切法は全く別の考え方に基づいているといえる。

さて、ピニオン歯切用工具歯車である準媒介歯車の基本諸元 k, l, m, n, ζ, η が決まると、それを用いて準媒介歯車歯(刃)面すなわち代替円すい面刃面の位置・姿勢を決めることになる。2章で述べたように、そのための条件として

- (1) q の位置で刃面と媒介歯車歯面とが点接触していること。
- (2) そのときに刃面と歯面との間に曲率干渉がないこと。
- (3) 刃面刃先が所定のピニオン歯底円すいを削り出すこと。

以上の3条件を満足するように円すい面刃面の位置・姿勢を定めれば、それがそのままピニオン歯切りのための工具マシンセッティングになる。これについては次報で詳述する。

7. 結 言

一對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ている第3の共役な歯車がすでに考えられている。そこで、あらかじめ与えられているギヤで媒介歯車の創成を思考し、思考上の媒介歯車についてそのねじ運動を純回転運動に近似するとともに媒介歯車歯面もギヤ歯面と類似の円すい面で代替した準媒介歯車と称する工具歯車を考える。本報では、この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。そして、準媒介歯車の基本諸元決定法について述べた。本歯切法によれば歯当たり中心位置が指定できるとともに、ピニオンにはハイポイドギヤに必要な歯面修整が施された形の歯面が創成される。本法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(量)をわずかに変更するだけで直ちに実行できることから実用的方法であると考えられる。

文 献

- (1) 歯車便覧編集委員会編, 歯車便覧, (1962), 740, 日刊工業新聞社.
- (2) 酒井高男, 機論(第4部), 21-102, (1955), 164-170.
- (3) 酒井高男・牧充, 機論(第3部), 43-366, (1977), 736-745.
- (4) 本間晃・廣川純夫, 機論, 57-542, C(1991), 3326-3332.
- (5) 田村久司・田中謙吾, 機論, 58-547, C(1992), 876-882.
- (6) 川崎一正・田村久司, 機論, 59-564, C(1993), 2544-2551.
- (7) 酒井高男, 機構学大要, (1982), 111, 養賢堂.
- (8) 道脇宏和・ほか3名, 機論, 64-627, C(1998), 4388-4394.
- (9) Gleason Works, *Calculating Instructions Formate Hypoid Gears*, (1956), Rochester, New York, U. S. A., Publication No. SD3105.