

すぐばかさ歯車の三次元測定*

市野之彬*¹, 川崎一正*², 田村久司*²

Three-Dimensional Measurement for Straight Bevel Gear

Koreaki ICHINO, Kazumasa KAWASAKI and Hisashi TAMURA

A method for inspecting the machine settings for straight bevel gear cutting is proposed. The bevel gear is generated by a newly introduced "quasi-complementary crown gear" instead of a conventional complementary crown gear. A tooth bearing of a pair of generated gears is theoretically desirable. The coordinates of many points on a tooth surface are measured at random using a coordinate measuring machine. The measured data should be including various type of information derived from the machine settings. Taking this fact into consideration, each information on the machine settings is extracted from the data using the method of least squares. The extracted items can be corrected, and they are: tool pressure angle, tooth angle, root cone angle, apex to back and tooth thickness. Using the proposed method, it is possible to produce interchangeable bevel gears.

Key Words: Machine Element, Gear, Measurement, Bevel Gear, Straight Bevel Gear, Crown Gear, Coordinate Measuring Machine, Machine Setting, Method of Least Squares, Gear Cutting

1. 緒 言

グリーンソン方式すぐばかさ歯車の歯切りにおいては、良好な歯当たりを得るために普通は数回の試行歯切りを必要とする。著者らはこれを改善する目的で、仮想冠歯車に代る工具歯車として準仮想冠歯車と名づけた歯車ですぐばかさ歯車を創成歯切りする方法を提案した⁽¹⁾。

本研究は提案の歯切法で得るすぐばかさ歯車の三次元測定に関する研究である。この歯車は理論的には試行歯切りを必要としないが、しかし、実際の歯切りでは歯切盤の誤差などのいわゆる製作誤差が存在し、その大きさによっては指定した位置に歯当たりが現れないことも予想される。そのような場合、熟練作業者に頼れば簡単に修正できるが、それでは提案した歯切法の意味がなくなる。

本測定法はかさ歯車の理論歯面をまず求め、それと実際に歯切りした歯面の三次元座標測定機(以下、三次元測定機という)による測定結果との比較から歯切

り時の諸誤差を検出しようとするものである。それらの諸誤差を修正して再び歯切りすれば目的とする歯車を得ることができるであろう。また、そのようになればインポリュート歯車と同様に理論的裏付けのある歯切法が完成したことになるとともに、このかさ歯車は互換性のある歯車になるであろう。

以上のように本研究は先に提案した歯切法の補完的意味をもつが、別の目的もある。現在、自動車用すぐばかさ歯車は精密鍛造で作られているが、その鍛造型の製作には銅製すぐばかさ歯車が放電加工電極として用いられる。その場合、製品となった鍛造歯車には電極製作誤差の他にスプリングバックとか熱処理変形などによる誤差も加わる。この総合された誤差をすべて電極製作誤差とみなし、これを検出し、電極製作工程にフィードバックすればより正確な鍛造歯車を得るであろう。本研究はその基礎となるものでもある。

2. 誤差検出法

誤差検出法の考え方を述べる。すぐばかさ歯車の理論歯面はその創成過程を機構学的に記述することによって数式表示できる。かさ歯車の測定の目的は、基本的にはこの数式表示された理論歯面と実際の歯面とを比較することである、といえる。

* 原稿受付 1998年1月5日。

*¹ 正員, (株)長岡歯車製作所(☎950-1140 長岡市下条町777)。*² 正員, 新潟大学工学部(☎950-2181 新潟市五十嵐二の町8050)。

ところで実際の歯面は、歯切盤、歯切工具、ブランク取付けなどに誤差がある状態で歯切りされていると考えるのが普通である。そこで、本研究では誤差の生じる可能性のあるもののうち、修正可能なものを誤差要因として取り上げ、理論歯面を誤差要因の関数として数式表示しておく。これについては後述する。

かさ歯車を三次元測定機上におく。このとき、かさ歯車は任意の状態におかれるが、歯車の軸あるいは軸取付穴を座標測定すれば、歯車の軸位置および軸方向を決定することができる。また、かさ歯車の取付基準面から歯車のピッチ円すい頂点位置を決定することができる。よって、三次元測定機座標系 $O_t-X_tY_tZ_t$ におけるかさ歯車の軸位置、軸方向およびピッチ円すい頂点位置を既知とすることができる。しかし、歯車はその軸まわりに如何なる角度回転した状態でおかれているかは不明である。この角度を ϕ とし、これも測定・検出の対象に加える。

次に、かさ歯車の歯面1枚を任意に選び、その歯面上のいろいろな点に球状測子を接触させると、一群の測子中心座標を得る。この測定値群には各誤差要因の誤差情報と ϕ に関する情報とが含まれている。そこで ϕ と各誤差要因の値とを操作して測定値群によく合致するような理論歯面を定める。それぞれの値の操作は最小二乗法に従って行うことにする。

ところで各誤差要因の値の操作量はその要因の誤差量程度で非常に小さいと考えられるから、各誤差は独立・線形であるとしてよく、互いに影響を及ぼし合うことはない。ゆえに、測定値群によく合致する理論歯面を定めるとき、 n 個の誤差要因 C_1 から C_n まで順次操作するが、 C_1 と ϕ (これを ϕ_1 とする)、 C_2 と ϕ_2 、 \dots 、 C_n と ϕ_n の n 組の組合せについて考えればよい。 $C_1, C_2, \dots, C_n, \phi$ の連立方程式を解く必要はない。

$(C_i, \phi_i; i=1, 2, \dots, n)$ の各組合せの中から測定値群に最もよく合致する組合せ (C_j, ϕ_j) とその値を、まず採用する。合致の評価は標準偏差で行う。続いて (C_j, ϕ_j) の値のもとで理論歯面をさらによく測定値群に合致させることのできる他の誤差要因とその値を求めることになるが、各要因の誤差量がすべて無視できる程度に小さくなったとき、あるいは各要因に関する標準偏差が同程度になったときに誤差要因の操作を終了する。標準偏差が大きい状態で誤差要因操作が終了した場合、測定が正しく行われなかったか、あるいは誤差要因の選定が適切でなかったことなどが考えられる。

3. 歯面の数式表示

すぐばかさ歯車歯面を数式表示する。また、一般に小歯車歯面にクラウニングを施すからクラウニング機構の解析も必要になる。さらに、歯面に切下げがある場合は、切下げ領域を除外しなければならないから、その領域も明らかにしておく必要がある。

3・1 準仮想冠歯車 既報⁽¹⁾では、ピッチ円すい角が δ_0 、歯元角が θ_f のすぐばかさ歯車を歯切りするとき、ピッチ円すい角が 90° である仮想冠歯車の代りに、ピッチ円すい角が $(90^\circ - \theta_f)$ で歯先円すい角が 90° の工具歯車を用いる方法を提案した。そして、その工具歯車を準仮想冠歯車と名づけた。準仮想冠歯車は等高歯の仮想冠歯車と形は全く同じであり、歯車ブランクの歯切盤への取付角 θ_r も $(\delta_0 - \theta_f)$ で同じである。異なる点は創成比のみで、従来のそれは $1/\sin \delta_0$ であるのに対し、準仮想冠歯車を用いた場合のそれは $\cos \theta_f / \sin \delta_0$ である。図1(a), (b), (c)にそれぞれかさ歯車の創成原理、従来の方法、そして準仮想冠

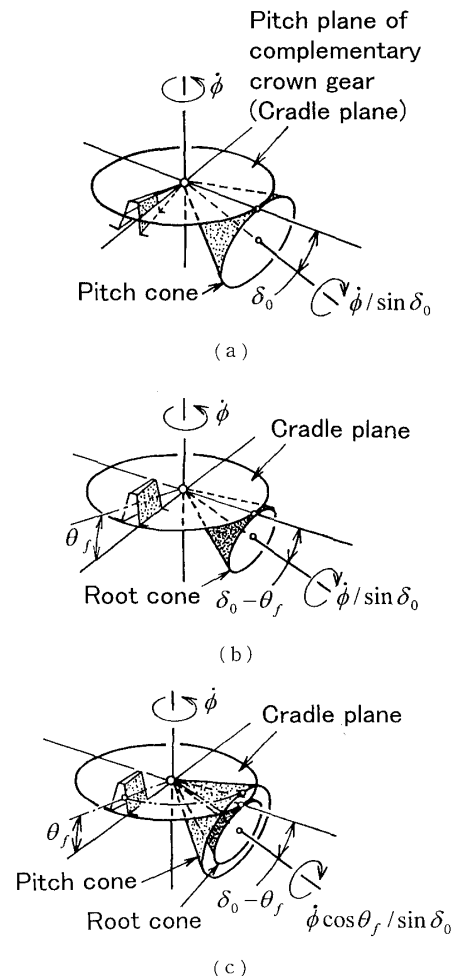


Fig. 1 Tool gear and workpiece

歯車を用いる方法を示す。

3・2 クラウニング機構 すぐばかさ歯車対では一方の歯車にクラウニングを施している。したがってかさ歯車の三次元測定を考えると、クラウニング歯面について数式表示しておく必要がある。ここではグリーンソン方式すぐばかさ歯車歯切盤 No. 14 のクラウニング機構⁽²⁾⁽³⁾ について解析する。同社はこの機構の解析法を示しておらず、結果のみを数表の形で示しているためにクラウニング歯面の数式表示が困難になっている。

クラウニング機構の要点は次のとおりである。まず、図2に示すように座標系 $O'-\xi\eta$ において η 軸とそれぞれ微小角 γ_1, γ_2 をなす2本の直線 $\overline{AB}, \overline{BC}$ からなる剛折れ線 \widehat{ABC} を考える。次に、 \overline{AB} が原点 O' を、 O' から距離 L_m (機械定数で、11インチ)だけ離れた η 軸上の点 D を \overline{BC} が通るという拘束条件のもとで \widehat{ABC} を動かす。そのときに、 \widehat{ABC} に固着した点 P の軌跡が曲率半径の大きな円弧(近似)になることを利用したものである。点 P はカット切れ刃位置で、それが基準の状態にあるときの座標を (R_m, V_m) とする。

図2において、原点 O', ξ 軸, η 軸, R_m, V_m と歯切盤との関係は次のとおりである。 $O-xy$ を歯切盤クレードル面上に設定した準仮想冠歯車固着の座標系とする。仮想冠歯車軸あるいは準仮想冠歯車軸となるクレードル軸は原点 O を通り、紙面に垂直である。 x, y 軸はそれぞれ鉛直、水平で、俗に V 軸, H 軸といわれている。 V_m はクレードル軸と原点 O' との距離で、これは機械定数であるが、後述するように零とみなすことができる性質のものである。 ξ 軸は x 軸に一致しており、 η 軸は y 軸に平行である。 R_m, R_c はそれぞれ平均円すい距離、クラウニング頂点距離で、設計値として与えられるものである。

点 P の描く軌跡の曲率半径 ρ は次のようにして求められる。

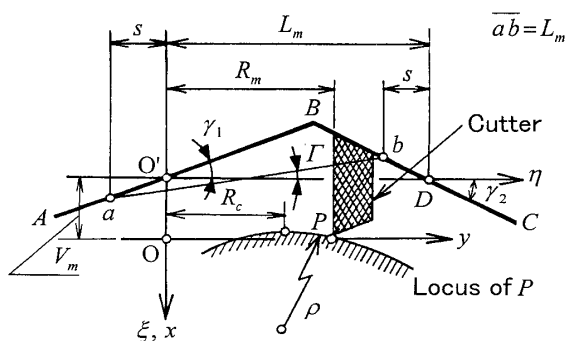


Fig. 2 Crowning mechanism

折れ線 \widehat{ABC} が η 軸方向に距離 s だけ移動したとき、 \overline{AB} 上の点 a が点 O' に、 \overline{BC} 上の点 b が点 D にある、という条件から \overline{ab} が η 軸となす角 Γ を求める。

$$\Gamma = s(\gamma_1 + \gamma_2) / L_m \dots\dots\dots (1)$$

Γ は \widehat{ABC} の回転角を表す。一方、 \widehat{ABC} の ξ, η 各軸方向の並進運動成分はそれぞれ $-s\gamma_1, s$ である。これより点 $P(V_m, R_m)$ の運動軌跡 (ξ, η) は、 Γ, γ_1 を微小角、 s を運動記述パラメータとして

$$\begin{bmatrix} \xi \\ \eta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \Gamma \\ -\Gamma & 1 \end{bmatrix} \left\{ \begin{bmatrix} V_m \\ R_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -s\gamma_1 \\ s \end{bmatrix} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

ここに2行2列の行列は回転に関する座標変換行列である。式(1), (2)より s を消去すれば

$$\xi(\eta) = \left. \begin{aligned} &V_m - \frac{L_m\gamma_1 - R_m(\gamma_1 + \gamma_2)}{L_m - V_m(\gamma_1 + \gamma_2)}(\eta - R_m) \\ &+ \frac{L_m(\gamma_1 + \gamma_2)}{\{L_m - V_m(\gamma_1 + \gamma_2)\}^2}(\eta - R_m)^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

曲線 $\xi(\eta)$ の曲率半径は $\rho = \{1 + (d\xi/d\eta)^2\}^{3/2} / (d^2\xi/d\eta^2)$ で計算される。その結果は、十分の精度で

$$1/\rho = 2(\gamma_1 + \gamma_2) / L_m \dots\dots\dots (4)$$

クラウニング頂点距離は $d\xi/d\eta = 0$ のときの η の値であるから、それを R_c とすれば

$$\gamma_1 = \frac{(2R_c - R_m)\gamma_2}{L_m + R_m - 2R_c} \dots\dots\dots (5)$$

一般に ρ, R_m, R_c は設計値として与えられるから、式(4), (5)より γ_1, γ_2 を求めれば、

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1 &= (2R_c - R_m) / 2\rho \\ \gamma_2 &= (L_m + R_m - 2R_c) / 2\rho \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

すなわち、クラウニングを施すための設定角 γ_1, γ_2 が式(6)で計算される。

さて、 $L_m \gg V_m(\gamma_1 + \gamma_2)$ と式(4), (6)とを考慮に入れて、 $O'-\xi\eta$ で表されている式(3)を $O-xy$ で示せば

$$x(y) = \{(y - R_c)^2 - (R_m - R_c)^2\} / 2\rho \dots\dots\dots (7)$$

すなわち、ピッチ円すい頂点 O (クレードル軸)からの距離 y におけるクラウニング量 x は式(7)で表される。クラウニングを施さない場合は $\rho = \infty$ とする。

ところでグリーンソン社が与えた数表の γ_1, γ_2 からクラウニング量 $x(y)$ を調べると、歯当たり範囲を $x \leq 5 \mu\text{m}$ と仮定した場合、歯当たり幅は歯幅のほぼ半分になっている。このことは以前から知られていることである⁽⁴⁾。

3・3 歯面の数式表示 図3に準仮想冠歯車、被削歯車それぞれに固着している座標系 $O-xyz, O-x_gy_gz_g$ ならびに静止座標系 $O-XYZ$ を示す。 XY 平

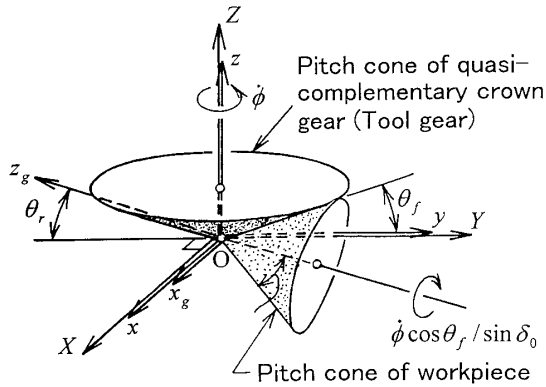


Fig. 3 Coordinate systems O-xyz, O-x_gy_gz_g, and O-XYZ

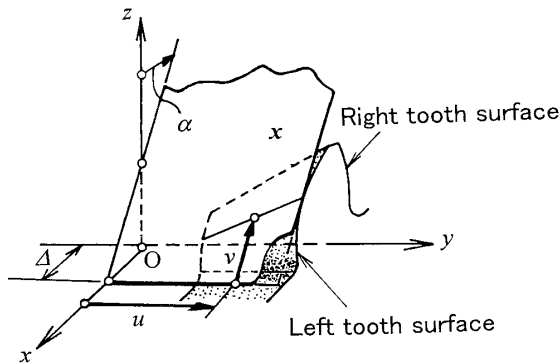


Fig. 4 Tooth surface of quasi-complementary crown gear

面はクレードル面である。また、z軸はクレードル軸、z_g軸は被削歯車軸である。y_g軸は省略してある。

クラウニングを施さない場合の準仮想冠歯車歯(刃)面を平面とする。そうするとクラウニングを施す場合の刃面は、式(7)で示されるクラウニング量 x(y) だけ平面を脹らませた曲面になる。図4に示すように O-xyz で準仮想冠歯車刃面を表し、それを列ベクトル **x** で示すと、α を刃面圧力角(設計値)、Δ を歯すじ偏倚量すなわち歯すじ方向誤差(Tooth angle error)、そして u, v を刃面表示パラメータとすれば

$$\mathbf{x}(u, v) = \begin{bmatrix} \Delta - x(u) \\ u \\ 0 \end{bmatrix} + v \begin{bmatrix} -\sin \alpha \\ 0 \\ \cos \alpha \end{bmatrix} \dots\dots (8)$$

ただし、x(u) は微小量であるため図示していない。刃面 **x** の単位面法線ベクトルを **n(u)** で示す。

さて、刃面 **x** をもつ準仮想冠歯車とその車軸である z 軸まわりに角速度 φ̇ で回転しつつ、被削歯車軸(取付角 θ_r)まわりに角速度 φ̇ cos θ_r / sin θ₀ で回転しているブランクに歯面を創成する。準仮想冠歯車の回転角が φ の瞬間、歯面 **x** とその面法線 **n** を O-XYZ で表し、それぞれ **X(u, v; φ)**, **N(u; φ)** とする。

刃面上の点 **X(u, v; φ)** における準仮想冠歯車と被

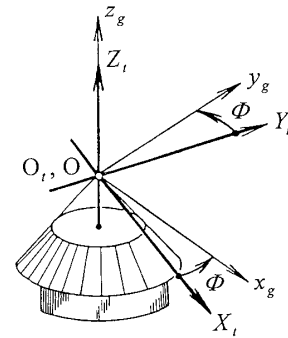


Fig. 5 Coordinate systems O_t-X_tY_tZ_t and O-x_gy_gz_g

削歯車の相対速度を **W(u, v; φ)** とすれば、被削歯車歯面創成条件式

$$\mathbf{N} \cdot \mathbf{W} = 0 \dots\dots\dots (9)$$

より v = v(u; φ) を求めることができる。これを **X**, **N** に代入すれば被削歯車歯面創成線 **X(u, v(u; φ); φ)** と被削歯車歯面法線 **N(u; φ)** を得る。この **X(u; φ)**, **N(u; φ)** を、z_g 軸まわりに角度 φ cos θ_r / sin θ₀ 回転している被削歯車座標系 O-x_gy_gz_g で表し、それらを **x_g(u; φ)**, **n_g(u; φ)** とする。

ところで準仮想冠歯車回転角 φ を連続的に変えた場合を考えると、それはとりもなおさず被削歯車歯面を創成している場合になる。したがって **x_g(u; φ)**, **n_g(u; φ)** の φ を歯面創成を意味するパラメータとすることができる。これにより被削歯車歯面は **x_g(u, φ)**、歯面法線は **n_g(u, φ)** で表されることになる。

測定機座標系 O_t-X_tY_tZ_t と O-x_gy_gz_g の関係を図5に示す。図5には2章で述べた Φ が示してある。この Φ を用いて O_t-X_tY_tZ_t におけるかさ歯車歯面とその面法線を列ベクトルで表し、それぞれ **X_t**, **N_t** とすれば、ε を背面距離誤差として

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{X}_t &= \mathbf{C}(\Phi) \mathbf{x}_g(u, \phi) + (0, 0, \epsilon)^T \\ \mathbf{N}_t &= \mathbf{C}(\Phi) \mathbf{n}_g(u, \phi) \\ \mathbf{C}(\Phi) &= \begin{bmatrix} \cos \Phi & -\sin \Phi & 0 \\ \sin \Phi & \cos \Phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

式(10)が歯面表示式である。

3・4 切下げ領域

すぐばかさ歯車は、我が国ではそのほとんどがグリーンソ方式で設計・製作されている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。その方式によると歯数比が大きい場合には大歯車歯元のたけが大きくなる。また、一般に小歯車歯数も少なくする。したがって大・小両歯車とも切下げが生じやすくなる。大歯車に切下げが生じる場合、それが発生し始めた時点で大歯車の歯面創成を終了し、切下げが完成しない状態にしておくこともある。もちろん小歯車歯先と大歯車歯面の切下げ未完成部分

とが干渉しないように大歯車歯面創成範囲 (ϕ の範囲) を定めている. このような歯面を測定するとき, 座標測定値群の中から切下げ面および切下げ未完成部分, すなわち非創成歯面部分の測定値を除かなければならない. それをしないと誤差要因とその値の正しい推定ができなくなる. そのため切下げ領域を明らかにしておく必要がある.

切下げ領域は, 3・3 節で示した被削歯車歯面創成線 x_g を被削歯車からみたとき, x_g 上の点で, 被削歯車軸に最も近づいた点の集合を境界とする被削歯車軸側領域である⁷⁾. すなわち x_g が存在し得ない領域である. このことを O-XYZ で考察すると, 被削歯車軸を創成線軌跡面 $X(u, \phi)$ に垂直投影したときに投影線が現れるが, その投影線を被削歯車軸まわりに回転したときに得る回転体内部が切下げ領域になる, ということができる. この例として図 6 に円筒歯車の場合を示す.

軌跡面 $X(u, \phi)$ の単位面法線を列ベクトル H で, 被削歯車軸方向を列ベクトル J (単位ベクトル) で示せば, h, j を図 7 に示す長さとして

$$X(u, \phi) + jJ - hH(u, \phi) = 0 \dots\dots\dots(11)$$

式(11)より h, j, ϕ が u の関数として求められる. 歯幅中央 ($u=R_m$) における h, j を求めれば, $|X(u,$

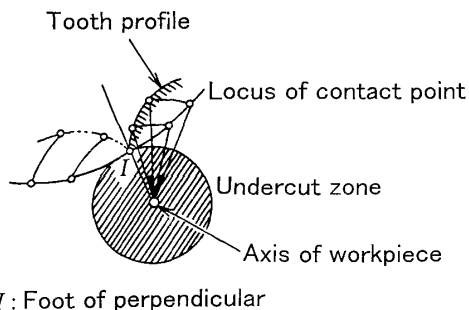


Fig. 6 Interference point I (An instance of cylindrical gear)

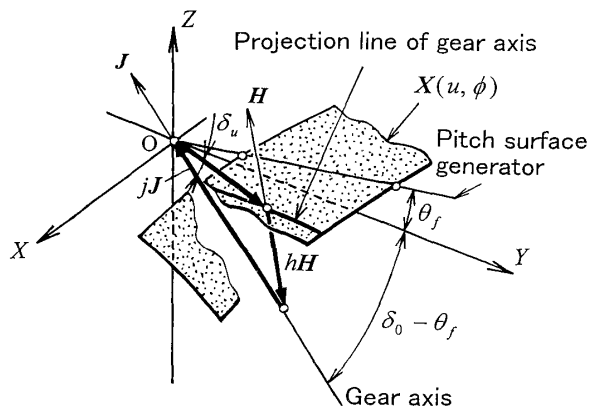


Fig. 7 Orthogonal projection of gear axis

$\phi) \approx R_m$ であることを考慮に入れると, 切下げ境界線を示すおおよその角度 δ_u は次式で計算される(図 7).

$$R_m^2 + j^2 - 2jR_m \cos \delta_u - h^2 = 0 \dots\dots\dots(12)$$

歯面上の点の座標測定値を (M_x, M_y, M_z) とすれば, それが切下げ領域内の点であるときは次式が成立する(図 8).

$$\tan \delta_u - \sqrt{M_x^2 + M_y^2} / |M_z| > 0 \dots\dots\dots(13)$$

4. 歯厚測定法

一般にすぐばかさ歯車の歯厚は歯厚ノギスを用いて外端部の弦歯厚を測定している. この測定法では歯先円すいと正面(Transverse plane)⁶⁾を基準にしているが, これらの測定基準はいずれも厳密に特定できる性質のものではない. 大きく面取りするからである. よって, この弦歯厚測定値は一応の目安を与えているものと理解すべきであろう. ここでは三次元測定機による弦歯厚測定法を示す.

式(10)は三次元測定機座標系 $O_i-X_iY_iZ_i$ における任意の歯の左歯面とその面法線の式であるが, その歯の右歯面についても同様に数式表示できる. それを $X'_i(u', \phi'; \Phi')$, $N'_i(u', \phi'; \Phi')$ とする. 半径 r_0 の球状測子で両歯面上の任意の一点をそれぞれ測定すれば, 測子中心の座標値 M, M' を得る.

$$\left. \begin{aligned} M &= X_i(u, \phi; \Phi) + r_0 N_i(u, \phi; \Phi) \\ M' &= X'_i(u', \phi'; \Phi') + r_0 N'_i(u', \phi'; \Phi') \end{aligned} \right\} \dots\dots(14)$$

これより Φ, Φ' と u, ϕ, u', ϕ' を求めることができる. この Φ, Φ' を 3 章のそれと区別するためにそれぞれ Φ_0, Φ'_0 とおく. さて, 外端における弦歯厚は次のようにして求めることができる. 背円すい面上の歯形とピッチ円すいと交点を示すパラメータ u, ϕ, u', ϕ' を求め, それらを $u_0, \phi_0, u'_0, \phi'_0$ とすれば弦歯厚 S は

$$S = |X_i(u_0, \phi_0; \Phi_0) - X'_i(u'_0, \phi'_0; \Phi'_0)| \dots\dots(15)$$

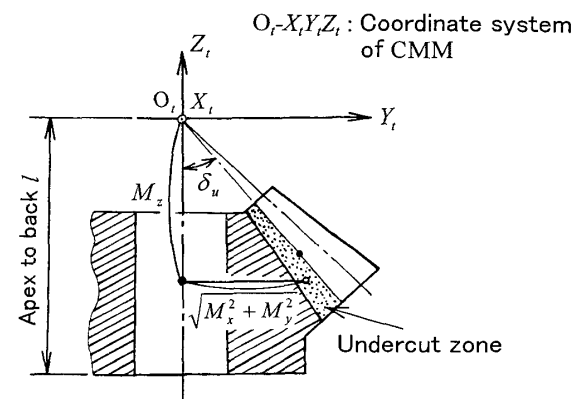


Fig. 8 Undercut zone

Table 1 Dimensions of straight bevel gears (mm)

Generating method: Quasi-complementary crown gear		
	Gear	Pinion
Module m	5	
Pressure angle α_0	(20°)	
Angle of axes	90°	
Number of teeth	16	10
Pitch circle dia. $2R_0$	80	50
Addendum	2.87	5.13
Dedendum	6.07	3.81
Mean cone distance R_m	39.17	
Apex position of crowning R_c	—	39.00
Crowning radius ρ	—	3200
Pitch cone angle δ_0	58° 00'	32° 00'
Root angle θ_f	7° 20'	4° 37'
Blank setting angle (Root cone angle) θ_r	50° 40'	27° 23'
Angle of undercut zone δ_u	53° 24'	29° 58'
Face width	16	
Apex to back l	45	50

Table 2 Dimensions of quasi-complementary crown gear

	Gear	Pinion
Ratio of roll	1.1572	1.9327
Pressure angle α	20° 00'	20° 00'
Small angle γ_1	—	0° 21'
γ_2	—	2° 09'

Table 3 Measured results of error at first step (μm)

Error factor C_i		Gear tooth surface				Pinion tooth surface			
		Right		Left		Right		Left	
			Δt		Δt		Δt		Δt
C_1	α	+0° 58'	4.3	+1° 12'	7.2	+0° 48'	4.3	+1° 03'	6.2
C_2	Δ	-107	22.7	-97	33.8	-23	11.7	-66	16.5
C_3	θ_r	-0° 29'	4.3	-0° 37'	7.2	-0° 10'	4.3	-0° 14'	6.2
C_4	$l(\epsilon)$	+270	12.2	+251	24.3	+81	13.6	0	17.6
Φ_j		$\Phi_3 = -157° 26'$		$\Phi_3 = -141° 09'$		$\Phi_3 = -157° 36'$		$\Phi_3 = -130° 32'$	

Table 4 Measured results of error at second step (μm)

Error factor C_i		Gear tooth surface				Pinion tooth surface			
		Right		Left		Right		Left	
			Δt		Δt		Δt		Δt
C_3	θ_r	-0° 29'	4.3	-0° 37'	7.2	-0° 10'	4.3	-0° 14'	6.2
C_1	α	+0° 01'	4.3	+0° 02'	7.2	0° 00'	4.3	+0° 01'	6.2
C_2	Δ	+2	4.3	+1	7.2	+1	4.3	0	6.2
C_4	$l(\epsilon)$	0	4.3	+1	7.2	0	4.3	0	6.2
Tooth thickness S		5.599 mm				7.629 mm			
Crowning		—				$\rho = 1900 \sim 2200$ mm ($\Delta t = 3.8$)		$\rho = 3700 \sim 4600$ mm ($\Delta t = 6.0$)	
						$R_c = 40 \sim 41$ mm ($\Delta t = 4.3$)		$R_c = 37 \sim 38$ mm ($\Delta t = 5.4$)	

u_0, ϕ_0 は次式(16)の解として求められる。ピッチ円半径 R_0 は既知であり、 Φ_0 も既知であるから、 X_t の各成分 x_0, y_0, z_0 は u, ϕ の関数になる。

$$\left. \begin{aligned} R_0 &= \sqrt{x_0^2(u, \phi) + y_0^2(u, \phi)} \\ R_0 \cot \delta_0 &= z_0(u, \phi) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

同様に u_0, ϕ_0 も求められる。

5. 誤差要因

本研究の歯車については、誤差要因として次の要因が考えられる。歯車ブランク取付角 θ_r (理論値は $\delta_0 - \theta_f$) (図3)、刃面圧力角 α 、歯すじ偏倚量 Δ (図4)、ブランク取付時の背面距離 l (Apex to back) (図8)、そしてクラウニング半径 ρ とその頂点距離 R_c である。式(10)の ϵ は l と設計値との差である。歯面測定値群からこれらの誤差要因の値を推定する具体的手順については既報⁽⁹⁾に譲る。

6. 測定結果と考察

表1に示す諸元のすぐばかさ歯車対を測定した。測定に用いた球状測子の半径 r_0 は 0.997 mm である。大・小両歯車のブランク取付角(歯元円すい角) θ_r よりも切下げ領域を示す角 δ_u が大きい。よって両歯車とも切下げがあることになる。また、圧力角を 20° としているが、これは一応の目安である。表2に準仮想

冠歯車の諸元を示す。準仮想冠歯車の工具圧力角を 20° に設定した。既報¹⁾では被削歯車の圧力角 α_0 から準仮想冠歯車の圧力角 α を定める方法を示したが、本研究では作業の簡便さから準仮想冠歯車の圧力角を設計値として与えることにした。測定結果を表3, 4に示す。表3, 4中の Δt は標準偏差で推定理論歯面に対する座標測定値群のばらつき程度の程度を示す。すなわち測定値群と推定理論歯面との合致の程度を表している。表3は2章で述べた($C_i, \Phi_i; i=1, 2, 3, 4$)を求めた結果である。 Φ_i に関しては Φ_3 以外の値の記入は省略した。偶然にも大・小歯車の両歯面それぞれについて圧力角 α とブランク取付角 θ_r に関する Δt がともに等しくかつ最も小さくなった。このことは α と θ_r それぞれの誤差は、程度の差はあるが、歯面に同じ影響を与えていることを意味している。大歯車右歯面については、歯面に与える α の誤差の影響は θ_r のその2($=58'/29'$)倍である。同じことが左歯面についても成立するはずである。事実、それは1.95($=72'/37'$)倍で、ほぼ同じになっている。小歯車については、右歯面が4.8($=48'/10'$)倍であるのに対して左歯面のそれは4.5($=63'/14'$)倍で、ほぼ同じとしてよいであろう。これより α と θ_r は独立でないことがわかる。次に、大(小)歯車左・右歯面は同じブランク取付角 θ_r で歯切りされているから、その誤差量も同じになるはずである。測定結果もほぼそのようになっていく。このことから θ_r の推定も正しく行われていると考えている。

さて、 α と θ_r とが独立でないとすると、そのどちらかの誤差要因の値を用いて残りの要因の値を推定してよい。ここでは修正作業が簡単で、かつ誤差量の小さいブランク取付角 θ_r とそれに対する Φ_3 とを用いて残りの誤差要因の値を推定した。その結果を表4に示す。表4より θ_r 以外はすべて設計値どおりで、誤差がないと考えてよいことになる。このことをカットに関して考察すれば、大・小両歯車の歯切りにおいて、工具圧力角 α および歯すじ偏倚量 Δ を変更せずに同

じ状態で歯切りしたから、各刃面の α の誤差および Δ は同じになるはずである。測定結果も「誤差がない」という同じ結果になっている。

小歯車のクラウニング半径 ρ と頂点距離 R_c の最小二乗法による推定はできない。その理由は、歯幅両端におけるクラウニング量は $10\mu\text{m}$ ほどでわずかであるのに対して ρ は約3200mmと非常に大きく、それに加えてクラウニングに関する情報収集範囲がわずか16mmの狭い歯幅内に限定されているために正しい値を推定することが困難であるからである。そこで電子計算機との対話方式で ρ と R_c を求めた。その結果と歯厚測定結果とが表4に示してある。

7. 結 言

グリーンソン方式すぐばかさ歯車の歯切法を改善する目的で、著者らは仮想冠歯車に代る工具歯車として準仮想冠歯車を用いる創成歯切法を提案したが¹⁾、本研究はその歯切法で得た歯車を三次元座標測定機で測定する方法を示したものである。測定項目は歯切り作業段取りに関するもので、工具圧力角、ブランク取付角、歯すじ偏倚量、背面距離、そして弦歯厚が間接測定される。これらの測定結果と設計値とを比較し、その差すなわち誤差量をそれぞれ修正して再び歯切りすれば、目的とするすぐばかさ歯車を得ることができるであろう。このことはすぐばかさ歯車の互換性(再現性)を可能にするものと考えている。

文 献

- (1) 田村久司・ほか2名, 機論, 63-606, C(1997), 579-584.
- (2) 歯車便覧編集委員会編, 歯車便覧, (1962), 723, 日刊工業新聞社.
- (3) 近畿歯車懇話会編, かさ歯車とウォームギヤ, (1979), 89, 大河出版.
- (4) 文献(3)の88ページ.
- (5) 石川二郎, 機械要素(2), (1979), 214, コロナ社.
- (6) 仙波正荘, 歯車, 1(1961), 218, 日刊工業新聞社.
- (7) 酒井高男, 機構学大要, (1973), 95, 養賢堂.
- (8) 文献(7)の112ページ.
- (9) 田村久司・ほか2名, 機論, 60-575, C(1994), 2450-2455.