

グリーソン方式まがりばかさ歯車の回転伝達誤差解析*

川崎 一正^{*1}, 道脇 宏和^{*2}
鈴木 謙太郎^{*3}, 田村 久司^{*1}

Transmission Error Analysis of Spiral Bevel Gears in Gleason System

Kazumasa KAWASAKI^{*4}, Hirokazu MICHIWAKI,
Kentarou SUZUKI and Hisashi TAMURA^{*4} Niigata University, Dept. of Mechanical and Production Engineering,
8050 Ikarashi 2-nocho, Niigata, 950-2181 Japan

The transmission errors of spiral bevel gears in Gleason system are analyzed in two cases. One is the analysis of hypothetical gears accurately cut according to Gleason's summary and the other is that of gears used actually. The tooth surfaces of the latter gears are measured by using a coordinate measuring machine, and the machine settings to generate the gears are estimated by the method of least squares so that the surface fits the measured data. The results of analysis showed that the tooth bearings obtained in both cases matched the desired ones, but the transmission errors differed from the desired, namely, they were not sufficiently small. In conclusion, although Gleason system pays attention to tooth bearing, it does not pay so with regard to the transmission errors.

Key Words: Machine Element, Measurement, Gear, Spiral Bevel Gears, Gear Cutting, Gleason's Summary, Machine Setting, Tooth Bearing, Transmission Error, Coordinate Measuring Machine

1. 緒 言

グリーソン方式まがりばかさ歯車は、同社製歯切盤で創成歯切りされる。このとき使われる歯切り諸元は、同社が用意した計算プログラムによってサマリー⁽¹⁾として与えられる。しかし、未開示ではあるが機構学的厳密さを欠くと思われる歯切り諸元計算法や歯切盤の誤差などのために、1回の歯切りで良好な歯当たりの歯車対を得ることが困難である。そこで、この歯車は一般に熟練作業者の経験と勘に頼る歯当たり調整歯切り作業が行われる。すなわち、この歯車の良否が作業者の主観的判断に頼る歯当たりで決められている。ところで、サマリーには歯切り諸元のほかにその諸元で歯切りされる歯車対の歯当たりと回転伝達誤差も示されている。歯当たり調整歯切りを必要とする歯切法で得る歯車において、歯当たりや回転伝達誤差をどのようにして求めたか、これも不明である。

そこで本報では、良好な歯当たりと判断される歯車

について騒音に大きくかかわると思われる回転伝達誤差と歯当たりに関係する接触点軌跡とを調べたので、それについて報告する。

本研究ではまず、良好な歯当たりを示しているまがりばかさ歯車の歯面を三次元座標測定機(以下、三次元測定機という)で測定し、その測定値から真の歯切り諸元を推定した。そして、推定した歯切り諸元の歯車について回転伝達誤差と接触点軌跡の数値解析を行った。また、サマリーどおりに歯切りされた歯車を想定し、それらと比較検討した。その結果、グリーソンサマリーは歯当たりの現れる位置を考慮しているが、回転伝達誤差を考慮しているものではないことが明らかになった。

2. 歯 切 り 諸 元

グリーソン社製歯切盤の概略を図1に示す⁽²⁾。図1には歯切盤座標系O-VHZのV軸とZ軸が示してある。原点Oはマシンセンタ、V軸は垂直軸、Z軸はクレードル軸にそれぞれ一致している。H軸はV、Z軸の双方に直交する方向にある。グリーソン方式では、歯数比、ピニオン径、ギヤ径などを与えるとサマリーよりピニオン、ギヤそれぞれの歯切り諸元を得ることができる。表1にその歯切り諸元を示す。

* 原稿受付 1999年2月25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, 新潟大学大学院。^{*3} 学生員, 新潟大学大学院。

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

Table 1 Machine settings

Relating to Gleason hypoid generator	
Machine root angle	λ
Machine center to back	L
Sliding base	Z_s
Blank offset	e
Cutter spindle rotation angle	ϕ_1
Swivel angle	ϕ_2
Eccentric angle	ϕ_3
Cradle angle	ϕ_4
Ratio of roll	j
Relating to cutter specifications	
Cutter diameter	$2R$
Point width	W
Blade angle	γ_1, γ_2

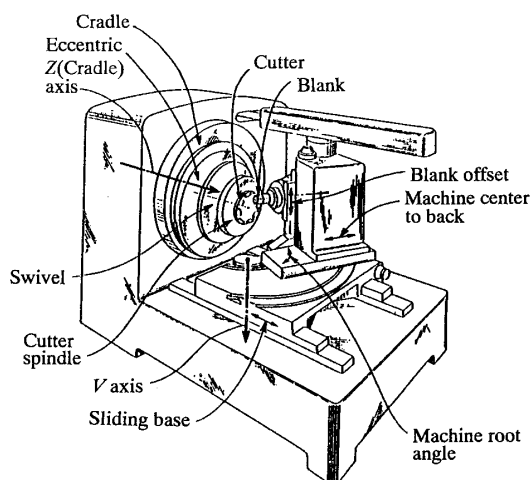


Fig. 1 Gleason hypoid generator

歯切盤に関する諸元として、 H 軸とブランク軸のなす角 λ (Machine root angle), V 軸からブランク背面までの距離 L (Machine center to back), スライディングベース引戻し量 Z_s (Sliding base), ブランク軸オフセット量 e (Blank offset), カッタ・マシンセッティングである $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$ および創成比 j がある。 ϕ_1 はカッタ・スピンドル回転角でカッタ軸傾き角を、 ϕ_2 はスイベル回転角で、カッタ軸の傾き方向を、 ϕ_3 は偏心角でカッタ中心とクレードル軸との距離を決める。 ϕ_4 は揺動中心角で歯車歯面の創成運動がこの角度を中心にして行われる。

また、カッタに関する諸元として、カッタ径 $2R$, ポイント幅 W , 内・外切れ刃の傾き角(圧力角) γ_2, γ_1 がある(図 2)。

以上のように 12 個の歯切り諸元のもとでピニオン、ギヤ各歯面が創成歯切りされるが、その創成過程を機構学の理論に従って記述すれば各歯面の数式表示ができる。既報⁽³⁾では、カッタの直線切れ刃が旋回して形成する円すい面刃面を、切れ刃のカッタ軸まわりの旋回角を示すパラメータ u と切れ刃に沿う刃先からの

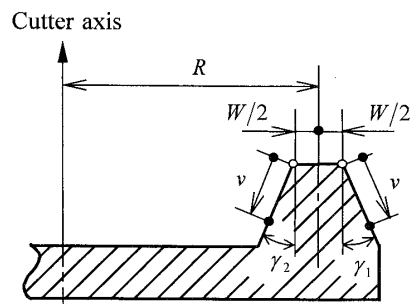


Fig. 2 Face-mill cutter

距離を示すパラメータ v とで表し、この円すい面刃面のクレードル軸まわりの創成運動を回転角度で示し、それをパラメータ ψ で表した。そして、歯面創成条件より $v=v(u, \psi)$ を導き、最終的には二つのパラメータ u と ψ を用いて歯面を $X(u, \psi)$ として数式表示した。本報でもそのようにする。歯面の式 $X(u, \psi)$ およびその単位面法線ベクトルの式 $N(u, \psi)$ には、歯面創成中その値が一定である 12 個の歯切り諸元が含まれている。したがって、12 個の諸元のうちいくつかは無視できない程度の誤差があったとすれば当然、 X と N にそれらの誤差の影響が現れてくる。

3. 歯切り諸元推定法

既報⁽⁴⁾では、クリンゲルベルグ方式まがりばかさ歯車の歯切り諸元推定法を示した。ここでいう歯切り諸元推定とは、歯車の歯面を三次元測定機で測定し、その測定値から実際に歯車を歯切りしたときの真の歯切り諸元を最小二乗法によって推定することである。本章では、既報の歯切り諸元推定法をグリーンソン方式まがりばかさ歯車に適用した場合についてその概要を述べる。

まず、歯車には歯切りしたときに定まる歯車固着の座標系があり、ピニオン、ギヤともにそれぞれの固着の座標系で歯面とその単位面法線ベクトルが数式表示されている。ここでは、ピニオン歯面、ギヤ歯面をそれぞれ列ベクトル $X_p(u_p, \psi_p)$, $X_g(u_g, \psi_g)$ で、またそれらの単位面法線ベクトルを列ベクトル $N_p(u_p, \psi_p)$, $N_g(u_g, \psi_g)$ で表す。 u_p, ψ_p, u_g, ψ_g は、前述したようにそれぞれの歯面を表すパラメータである。以下、添字 p, g はそれぞれピニオン、ギヤに関することを意味するものとする。

次に、このように数式表示されている歯車歯面を測定するために歯車を三次元測定機上におく。このとき、歯車軸を z 軸とする歯車固着の座標系 $o-xyz$ と測定機座標系 $o'-x'y'z'$ それぞれの原点 o と o' , さらに z 軸と z' 軸を一致させることは簡単にできるが、 x 軸

と x' 軸を一致させることは困難である。そこで、これらの二軸のなす角を ϕ とおき、未知定数とする。よって、ピニオン歯面 X_p を例にとれば歯面は $X_p(u_p, \psi_p; \phi)$ で表されることになる。

$X_p(u_p, \psi_p; \phi)$ で表されている歯面に半径 r_0 の球状測子を接触させて歯面上の点の座標を測定する。そのときの $o'-x'y'z'$ における測子中心の位置ベクトル P は X_p, N_p, r_0 を用いて、次のように表される。

$$P = X_p(u_p, \psi_p; \phi) + r_0 N_p(u_p, \psi_p; \phi) \quad \dots (1)$$

一方、これとは別に測子中心の位置ベクトル M が三次元測定機で測定される。ここで、仮に ϕ が既知であって、歯車歯面も正しく創成されているとすれば、 P と M は一致するはずである。

$$P - M = 0 \quad \dots (2)$$

すなわち、接触点の位置を示す u_p, ψ_p を未知数とする3本のスカラー式が成立するのである。しかし実際には ϕ が未知であるし、歯切り諸元設定にも誤差のある状態で歯切りされた歯面であるから、式(2)は一般に成立せず各測定値 $M_i (i=1, 2, \dots)$ について残差が生じる。そこで、式(2)のうちの2本のスカラー式から u_p, ψ_p を求め、残りの1本の式の残差の二乗和を最小にするような ϕ と12個の諸元を求めることにすれば、それは最小二乗法による歯切り諸元推定となる。以上が歯切り諸元推定法の概要である。具体的方法については文献⁽⁴⁾に譲る。

4. 回転伝達誤差

ピニオンとギヤを図3に示すようにかみあい座標系 $O-XYZ$ でかみあわせる。 i を歯数比、 Φ をギヤの回転角度とすると、ピニオンとギヤが真に共役ならば、ピニオンが基準の位置からピニオン軸まわりに $i\Phi$ 回転したとき、ギヤは基準の位置からギヤ軸まわりに Φ 回転するはずである。しかし、実際にはそうではなく、ギヤは Φ とはわずかに異なった角度 $\Phi + \epsilon$ 回転する。 ϵ が回転伝達誤差である。

この回転伝達誤差 ϵ を求めるために、ピニオン、ギ

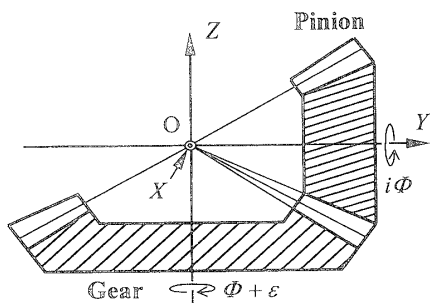


Fig. 3 Spiral bevel gears and coordinate system $O-XYZ$

ヤ各歯面それぞれをかみあい座標系に変換する。かみあい座標系におけるピニオン、ギヤの各歯面とそれらの単位面法線ベクトルそれぞれを $X'_p(u_p, \psi_p), X'_g(u_g, \psi_g), N'_p(u_p, \psi_p), N'_g(u_g, \psi_g)$ とすると、歯切り時に定めた座標系と $O-XYZ$ との関係を考えるれば、

$$\left. \begin{aligned} X'_p(u_p, \psi_p) &= A(\pi/2) X_p(u_p, \psi_p) \\ X'_g(u_g, \psi_g) &= C(\pi) X_g(u_g, \psi_g) \\ N'_p(u_p, \psi_p) &= A(\pi/2) N_p(u_p, \psi_p) \\ N'_g(u_g, \psi_g) &= C(\pi) N_g(u_g, \psi_g) \end{aligned} \right\} \dots (3)$$

ここに、 A, C はそれぞれ X 軸、 Z 軸まわりの回転に関する座標変換行列で、式(4)で表される。また、 Y 軸まわりの回転に関する座標変換行列を B で表す。

$$\left. \begin{aligned} A(\theta) &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \\ B(\theta) &= \begin{pmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta & 0 & \cos \theta \end{pmatrix} \\ C(\theta) &= \begin{pmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \dots (4)$$

さて、本報でいうピニオンとギヤのかみあいとは、歯面どうしが点接触しているということであるから、それはかみあい座標系 $O-XYZ$ において各歯面上の点の位置ベクトルが一致し、かつその点における単位面法線ベクトルが一致しているということである。これより、次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} B(i\Phi) X'_p(u_p, \psi_p) &= C(\Phi + \epsilon) X'_g(u_g, \psi_g) \\ B(i\Phi) N'_p(u_p, \psi_p) &= C(\Phi + \epsilon) \{-N'_g(u_g, \psi_g)\} \end{aligned} \right\} \dots (5)$$

これを各成分で表すと

$$\left. \begin{aligned} \begin{pmatrix} x_p \cos i\Phi + y_p \sin i\Phi \\ -z_p \\ -x_p \sin i\Phi + y_p \cos i\Phi \end{pmatrix} \\ = \begin{pmatrix} -x_g \cos(\Phi + \epsilon) + y_g \sin(\Phi + \epsilon) \\ -x_g \sin(\Phi + \epsilon) - y_g \cos(\Phi + \epsilon) \\ z_g \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \dots (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \begin{pmatrix} n_{xp} \cos i\Phi + n_{yp} \sin i\Phi \\ -n_{zp} \\ -n_{xp} \sin i\Phi + n_{yp} \cos i\Phi \end{pmatrix} \\ = \begin{pmatrix} n_{xg} \cos(\Phi + \epsilon) - n_{yg} \sin(\Phi + \epsilon) \\ n_{xg} \sin(\Phi + \epsilon) + n_{yg} \cos(\Phi + \epsilon) \\ -n_{zg} \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \dots (7)$$

式(6), (7)において記号 x, y, z および n_x, n_y, n_z は, 歯面およびその単位面法線ベクトルを各歯車固着の座標系で表したときの座標成分で, それぞれ u, ψ の関数である. ところで式(7)は単位面法線ベクトルについての式であるから, 3本のスカラ式のうち独立な式は2本である. よって, 5本のスカラ式から成る式(6), (7)より u_p, ψ_p, u_g, ψ_g および ε の五つの未知数を求めることができる. すなわち非線形五元連立方程式を解く問題になる.

非線形連立方程式の解を求める方法には逐次近似による数値解法があるが, その逐次近似過程においては線形連立方程式を解く必要がある. ところが, 本研究のグリーンソン方式まがりばかさ歯車の場合, この線形連立方程式の各式の中には互いに独立性の低いものがあるようである. そのため, 吐き出し法その他の線形多元連立方程式を解くために用意された計算プログラムの利用を試みたところ, 解に近い初期値を与えない限り解が収れんせず, 連立方程式を解くことが困難であった.

そこで, 五元連立方程式を次のようにして ψ_p, ψ_g を未知数とする二元連立方程式に元数を減ずる.

グリーンソン方式まがりばかさ歯車は直線切れ刃をもつ環状フライスを用い, このカッタ切れ刃の作る円すい面を刃面として歯切りされている. 円すい面刃面の単位面法線ベクトルは母線の位置を示す旋回角 u に依存するが円すい母線上の位置 v には関係しないので, 創成運動が ψ の瞬間の歯面の単位面法線ベクトルは $\sin u(\psi), \cos u(\psi)$ の関数で表される. そこでまず, n_{zg} は $\sin u_g, \cos u_g$ の関数であることより, 式(7)第3式より $\sin u_g, \cos u_g$ を u_p, ψ_p, ψ_g の関数として求める. a, b, c を ψ_g のみの関数とすれば, n_{zg} は次のように表される.

$$n_{zg} = a \sin u_g + b \cos u_g + c \dots\dots\dots (8)$$

これより, $\sin u_g, \cos u_g$ はそれぞれ次式のように u_p, ψ_p, ψ_g の関数として求められる.

$$\left. \begin{aligned} \sin u_g &= f_1(u_p, \psi_p, \psi_g) \\ \cos u_g &= f_2(u_p, \psi_p, \psi_g) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

これを式(6)第3式に代入し, 数値解として $u_p(\psi_p, \psi_g)$ を求めれば, u_p, u_g は ψ_p, ψ_g の関数になる. すなわち, $u_p(\psi_p, \psi_g), u_g(\psi_p, \psi_g), \psi_p, \psi_g$ となる.

次に, 式(6)第2式と式(7)第2式より, $\sin(\Phi + \varepsilon), \cos(\Phi + \varepsilon)$ を u_p, ψ_p, u_g, ψ_g の関数としてそれぞれ求めれば, u_p, u_g は先に ψ_p, ψ_g の関数として求めているので, 結局, $\sin(\Phi + \varepsilon), \cos(\Phi + \varepsilon)$ も ψ_p, ψ_g の関数になる.

$$\left. \begin{aligned} \sin(\Phi + \varepsilon) &= F_1(\psi_p, \psi_g) \\ \cos(\Phi + \varepsilon) &= F_2(\psi_p, \psi_g) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

このようにして求めた $u_p, u_g, \sin(\Phi + \varepsilon), \cos(\Phi + \varepsilon)$ を式(6)第1式, 第2式に代入すれば, それらの二元連立方程式の解としてピニオン回転角が $i\Phi$ のときの ψ_p, ψ_g が求められる. これより, $u_p = u_p(\psi_p, \psi_g)$ と式(9)から u_g が, そして式(10)から回転伝達誤差 ε が求められる. このようにして求めた $u_p, \psi_p, u_g, \psi_g, \varepsilon$ を式(5)第1式の右辺または左辺に代入しその座標値を求め Φ をパラメータとすれば, それは O-XYZ における接触点軌跡を与える.

一般に, 歯車の回転伝達誤差と接触点軌跡を求めるには五元連立方程式を解く必要があるが, そのときに解が収れんしない場合が多い. しかし, 円すい面刃面の単位面法線ベクトルの方向がその母線上では変化しないことに着目すれば, 最終的に解が収れんしやすい二元連立方程式にすることができる. これより, 回転伝達誤差と接触点軌跡を容易に求めることができる.

5. 測定例

本研究で用いたまがりばかさ歯車の諸元を表2に, カッタ諸元を表3に示す. この歯車は良好な歯当たりであると認定され, 実用に供されているものである. まず, この歯車の歯面を三次元測定機で測定し歯切り諸元を推定した. そして, その推定諸元を用いて接触点軌跡と回転伝達誤差を4章で示した方法に基づいて解析した. また, サマリーどおりに歯切りされた歯車を想定し, その歯車の接触点軌跡と回転伝達誤差も解析した.

5.1 歯切り諸元推定 グリーンソン方式まがりばかさ歯車の歯切りにおいて, ギヤは凹歯面と凸歯面が

Table 2 Dimensions of spiral bevel gears

	Pinion	Gear
Number of teeth	23	32
Module	2.562	
Pressure angle	17° 30'	
Mean spiral angle	38° 0'	

Table 3 Cutter specifications (mm)

	Pinion		Gear
	Concave	Convex	
Cutter diameter 2R	124.46	123.19	127.0
Outside blade angle γ_1	16° 0'	—	13° 0'
Inside blade angle γ_2	—	24° 0'	22° 0'
Point width W	—		0.889

同時に歯切りされるから、両歯面に対して同一の歯切り諸元が与えられている。ただし、ギヤ凹・凸両歯面歯切用カッタの外・内切れ刃の傾き角(圧力角) γ_1, γ_2 , ポイント幅 W はそれぞれ異なるため、凹歯面と凸歯面で歯切り諸元を別々に推定しなければならない。ここでは、ギヤ凹歯面の歯切り諸元の推定について述べる。

ギヤ凹歯面上の多数点の座標を三次元測定機で無作為に測定し、その測定値群 M_i からまず歯切り諸元 λ と、測定機座標系とギヤ固着座標系のずれ角 ϕ を推定した。このときの理論歯面と測定値群との合致の程度を表す適合精度 Δt も求めた。同じようにして、残りの11個の歯切り諸元についてその諸元と ϕ および Δt を求めた。その結果、 $(L, \phi) = (46.086 \text{ mm}, 293^\circ 23')$ の場合の Δt が最も小さく、 $\Delta t = 2.0 \mu\text{m}$ となった。推定理論歯面は測定値群にかなりよく合致していることがわかる。サマリーの L の値は 46.0 mm である。したがって、ブランクがサマリーよりブランク軸方向に 0.086 mm 遠ざかった状態で歯切りされていたことになる。そこで、 $(L, \phi) = (46.086 \text{ mm}, 293^\circ 23')$ とし、残りの諸元を推定した。そのときの結果が表4である。 L 以外の各諸元に関する Δt は L のそれとほとんど変わっていない。すなわち、残りの諸元がサマリーどおりである場合、その理論歯面が最もよく測定値群に合致していることを意味しており、結局 L 以外の諸元はサマリーどおりであったことがわかる。

ギヤ凸歯面についても同様にして歯切り諸元を推定したが、 γ, W を除く各歯切り諸元の推定結果は凹歯面のものとほぼ同じであった。よって、ギヤ歯切り諸元推定が正しく行われたと考えることができる。ギヤの凹歯面と凸歯面の推定結果を一つにまとめて表4に示す。ただし、推定項目中の R_s, A_s は、カッタ中心の

Table 4 Estimated results of machine settings in gear cutting ($L=46.086 \text{ mm}, \phi=293^\circ 23'$)

	Summary(mm)	Results(mm)	$\Delta t(\mu\text{m})$
R_s	50.184	50.184	2.0
A_s	$175^\circ 40'$	$175^\circ 40'$	2.0
Z_s	-0.89	-0.89	2.0
R	63.5	63.5	2.0
W	0.889	0.889	2.0
e	0.0	0.0	2.0
γ_1	$13^\circ 0'$	$13^\circ 0'$	2.0
γ_2	$22^\circ 0'$	$22^\circ 0'$	2.0
α	$0^\circ 0'$	$0^\circ 0'$	2.0
β	$0^\circ 0'$	$0^\circ 0'$	2.0
λ	$50^\circ 32'$	$50^\circ 32'$	2.0
j	1.229	1.229	2.0

座標 V, H をそれぞれラジアルスライド量 $R_s = \sqrt{V^2 + H^2}$ と偏角 $A_s = \tan^{-1}(H/V)$ に変換したものであり、 α, β はカッタ軸の傾き方向をそれぞれ V 軸、 H 軸まわりの回転角度で表したものである⁽³⁾。

一方、ピニオンは凹歯面と凸歯面でそれぞれ別々に歯切りされるから、その歯切り諸元も各歯面で別のものが与えられている。そこで、ピニオンの歯切り諸元については凹歯面と凸歯面でそれぞれ別々に推定した。ピニオン凹歯面の推定においては、カッタ半径 R とスライディングベース引戻し量 Z_s の Δt の値がほぼ同じで最も小さくなった。どちらの諸元の値を変化させても歯面に与える影響は同じである。そこで、作業者が簡単に変更することのできる Z_s が推定値 -2.063 mm で歯切りされたと考えことにする。 $(Z_s, \phi) = (-2.063 \text{ mm}, 149^\circ 50')$ として、残りの諸元を推定した結果が表5である。表5より、 Z_s はサマリー (-2.14 mm) より 0.077 mm 大きい -2.063 mm で、残りの諸元はサマリーどおりで歯切りされたと考える

Table 5 Estimated results of machine settings in pinion cutting of concave side ($Z_s = -2.063 \text{ mm}, \phi = 149^\circ 50'$)

	Summary(mm)	Results(mm)	$\Delta t(\mu\text{m})$
R_s	49.979	49.979	3.3
A_s	$-1^\circ 7'$	$-1^\circ 7'$	3.3
R	62.23	62.23	3.3
e	1.35	1.35	3.3
L	45.1	45.1	3.3
γ_1	$16^\circ 0'$	$16^\circ 0'$	3.3
α	$0^\circ 42'$	$0^\circ 42'$	3.3
β	$-0^\circ 41'$	$-0^\circ 41'$	3.3
λ	$29^\circ 58'$	$29^\circ 58'$	3.3
j	1.685	1.685	3.3

Table 6 Estimated results of machine settings in pinion cutting of convex side ($Z_s = -6.603 \text{ mm}, \phi = 182^\circ 24'$)

	Summary(mm)	Result(mm)	$\Delta t(\mu\text{m})$
R_s	48.261	48.261	1.8
A_s	$12^\circ 2'$	$12^\circ 2'$	1.8
R	61.595	61.595	1.8
e	-1.13	-1.13	1.8
L	48.84	48.84	1.8
γ_2	$24^\circ 0'$	$24^\circ 0'$	1.8
α	$4^\circ 39'$	$4^\circ 39'$	1.8
β	$3^\circ 48'$	$3^\circ 48'$	1.8
λ	$30^\circ 44'$	$30^\circ 44'$	1.8
j	1.737	1.737	1.8

ことができる。

ピニオン凸歯面の推定結果は表6に示すとおりであり、結局、 $Z_s = -6.603$ mm (サマリーの値は -5.87 mm)、残りの諸元はサマリーどおりで歯切りされたと考えることができる。

5.2 回転伝達誤差解析 サマリーに示されている歯切り諸元および推定した歯切り諸元で歯切りされた歯車それぞれについて、ピニオン凹歯面とギヤ凸歯面をかみあわせたときの歯当たり(接触点軌跡)と回転伝達誤差の解析結果をそれぞれ図4と5に示す。図4より、サマリーに従えば歯当りは適切な位置に現れることがわかるが、しかし、図5(a)に示すように回転伝達誤差は大きく、しかも不連続に変化している。そこで、表5よりわかることであるが、スライディングベース引戻し量 Z_s をサマリーより約 0.1 mm 弱大

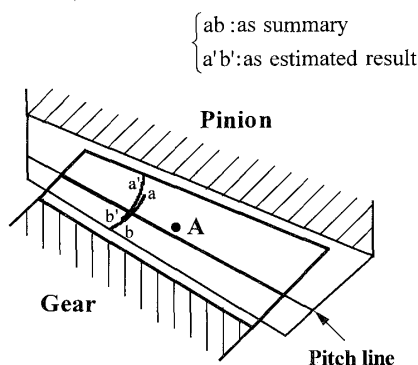
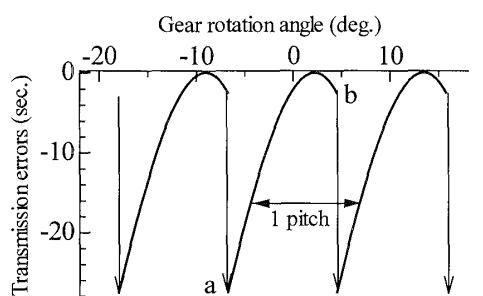
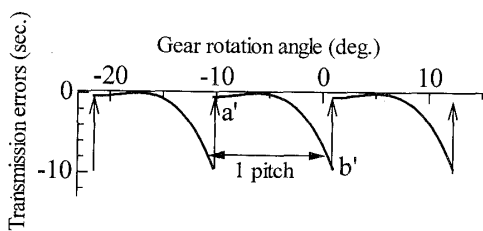


Fig. 4 Paths of contact (of pinion concave side and gear convex side)



(a) As summary



(b) As estimated result

Fig. 5 Transmission errors (of pinion concave side and gear convex side)

きくして調整歯切りし、図5(b)に示すように回転伝達誤差を小さくしたものと考えられる。また、サマリー諸元の歯車と推定した歯車で歯当たり位置はほとんど変わらないが、かみあい開始、終了の状態は、図4、5に示すように全く異なったものになっている。サマリーでは、ピニオン歯先 b でかみあいを終了し次の歯対がかみあうまで、ピニオンの歯先がギヤ歯面を押す不良なかみあいを起こしている。一方、推定した歯車ではギヤ歯先 a' でかみあいを開始するが、ギヤの回転が徐々に遅れ次の歯のギヤ歯先がかみあい始めることによって突然、それまでのかみあいが終了させられると同時に伝達の遅れが取戻される。このように良

{ cd : as summary
c'd' : as estimated result

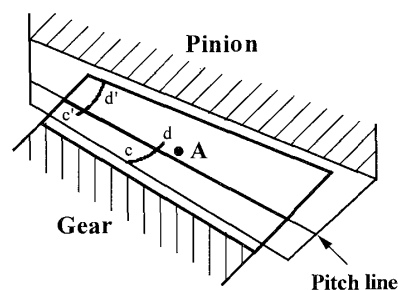
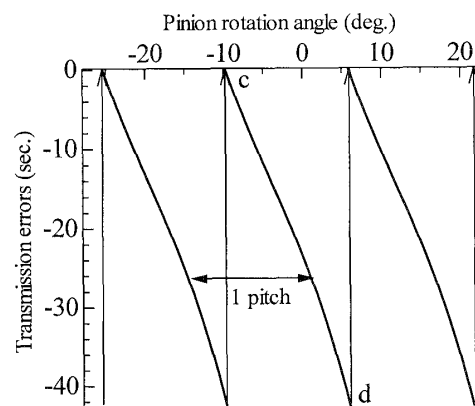
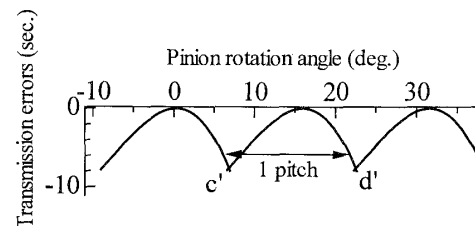


Fig. 6 Paths of contact (of pinion convex side and gear concave side)



(a) As summary



(b) As estimated result

Fig. 7 Transmission errors (of pinion convex side and gear concave side)

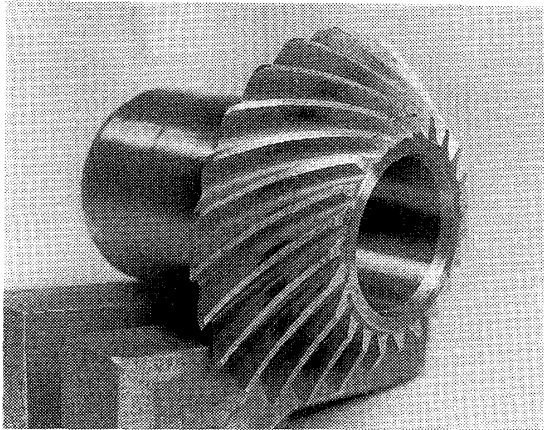


Fig. 8 Real tooth bearing on pinion tooth surface

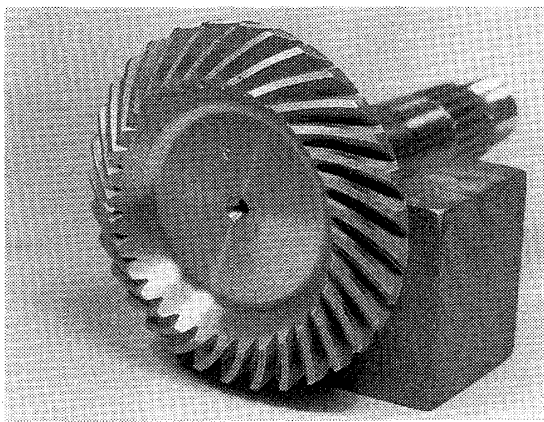


Fig. 9 Real tooth bearing on gear tooth surface

好でかつ同じような歯当たりを示しているも、回転伝達誤差や歯のかみあい開始、終了の状態は異なったものになる。

ギヤを駆動歯車としてピニオン凸歯面とギヤ凹歯面をかみあわせたときの歯当たり(接触点軌跡)と回転伝達誤差の解析結果をそれぞれ図6, 7に示す。このかみあいでも、回転伝達誤差はサマリーに従ったとき大きく[図7(a)], それを小さくするために推定した歯切り諸元で調整歯切りしたものである。

6. 回転伝達誤差の測定

本研究で用いた歯車対についてピニオン凸歯面とギヤ凹歯面の実際の歯当たりと回転伝達誤差を調べ、5章で示した解析結果と比較してみた。回転伝達誤差の測定に使用したかみあい試験装置は横フライス盤を利用したものであり、ギヤ、ピニオンの回転角の測定にはそれぞれオートコリメータを使用した⁽⁵⁾。

図8, 9に実際に得られた歯当たりの写真を示す。図8はピニオン歯面上, 図9はギヤ歯面上での歯当たり写真であるが、解析結果と同様に歯当たりは小端側

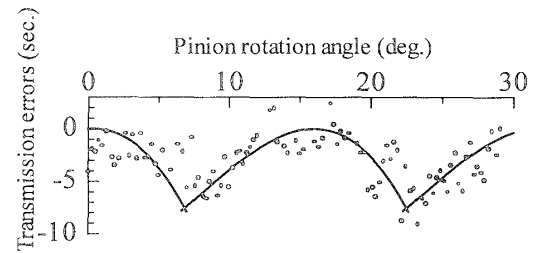


Fig. 10 Experimental transmission errors (of pinion convex side and gear concave side)

に現れている。特にピニオン凸歯面(ギヤ凹歯面)でその傾向が顕著に現れている。回転伝達誤差の測定結果と解析結果とを図10に比較して示す。各測定値のばらつきは6枚切れ刃のカッタによるギヤ歯面の多角形誤差⁽⁶⁾および測定誤差によるものと考えられるが、大まかな回転伝達誤差の推移は図10のように測定結果と解析結果[図7(b)]とがほぼ一致している。これより、この歯車は回転伝達誤差を小さくするために推定された歯切り諸元で調整歯切りしたものであることが伺われる。

以上より、歯切り諸元推定法と回転伝達誤差の解析法の妥当性・有効性を確認することができた。

7. 結 言

グリーソン方式まがりばかさ歯車の歯切りにおいて、グリーソン社はサマリーと称する歯切り諸元を与えている。しかし、そのサマリーに従って歯切りしても良好な歯当たりを得ることは稀で、一般に歯当たり調整歯切りを必要とする。本研究では良好な歯当たりを示すまがりばかさ歯車の歯切り諸元を推定し、その諸元を用いて回転伝達誤差の数値解析を行った。そして、以下のことを明らかにした。

グリーソンサマリーでは、歯当りは適切な位置に現れるが、しかし回転伝達誤差までも考慮しているものではない。また、歯当たりが同じような位置に現れる歯車でも、歯当たり調整歯切りの仕方によっては、回転伝達誤差およびかみあい状態を大きく変えてしまう。この改善方法として、既報⁽⁷⁾の準仮想冠歯車による歯切法が提案されており、それによれば歯当たりの中心(共役かみあい点)を歯たけ中央A(図4, 6)におくことができるから、回転伝達誤差を小さくできる。

なお、本報では回転伝達誤差および接触点軌跡を求める際、五元連立方程式を解く代わりに最終的に解の取れんしやうい二元連立方程式に元数を減ずることのできることを示した。そして、回転伝達誤差および接触

点軌跡を求めるとともに、実験によりその妥当性を確認した。

文 献

- (1) Gleason Works, *Gear Dimension Sheet Explanation*, (1982), Rochester, New York, U. S. A., Publication No. SD 3108.
- (2) Townsend, D. P., *Dudley's Gear Handbook Second Edition*, (1991), 20-5, McGraw-Hill, New-York.
- (3) 道脇宏和・ほか 3 名, 機論, **64**-627, C (1998), 4388-4394.
- (4) 田村久司・ほか 2 名, 機論, **60**-575, C (1994), 2450-2455.
- (5) 川崎一正・田村久司, 機論, **62**-603, C (1996), 4309-4314.
- (6) 仙波正荘, 歯車の誤差, (1990), 129, 日刊工業新聞社.
- (7) 田村久司・ほか 2 名, 機論, **61**-589, C (1995), 3709-3715.