5 軸マシニングセンタを使用した多条ウォームホイールの高精度製作法

濱田 成則^{*1}, 川崎 一正^{*2}, 辻 勇^{*3}

High precision manufacturing method of multi-thread worm wheel using 5-axis machining center

Shigenori HAMADA^{*1}, Kazumasa KAWASAKI^{*2} and Isamu TSUJI^{*3}^{*1} Ogic Co., Ltd., 1-15-33 Hishie, Higashi-Osaka-shi, Osaka 578-0984, Japan^{*2} Faculty of Engineering, Niigata University, 8050 Ikarashi 2-nocho, Nishi-ku, Niigata 950-2181, Japan^{*3} Iwasa Tech. Co., Ltd., 62-4 Takase-cho, Funabashi-shi, Chiba 136-0082, Japan

Received: 10 June 2019; Revised: 30 July 2019; Accepted: 17 October 2019

Abstract

In recent years, the speeding up of a rotary table using a worm gear pair has been required. In order to perform the speeding up of a rotary table, the multi-thread worm wheel is adopted in some cases. When a hob tool for cutting a worm wheel is likewise formed in multiple starts, a polygonal error occurs on the machined tooth surface and it cannot be manufactured with high precision. In this paper, a high precision manufacturing method of multi-thread worm wheel is proposed using a 5-axis controlled machining center. Meanwhile, the worm was manufactured using a NC worm grinding machine by a conventional method. The worm and worm wheel manufactured in these methods were meshed each other and the tooth contact patterns and transmission errors of the worm gear pairs were investigated experimentally. Furthermore, the tooth contact patterns and transmission errors were compared to the worm gear pair with the worm wheel machined using a hobbing machine. As a result, the validity of this manufacturing method was confirmed.

Keywords : Machine element, Gear, Worm gears, Multi-thread worm, Tooth contact analysis, Machining center, CAD/CAM

1. 緒 言

工作機械の旋回テーブルに搭載される高精度位置決め装置には、主にウォームギヤが使用されているが、近年、工作物の生産性向上のため高速回転化が要求されるようになってきている。従動側のウォームホイールを回転させる駆動側のウォームの回転速度を高速にすると、歯面間のすべり接触によって生じる発熱が原因で焼付きが発生し運転不可能となることがある。この対策として、ウォームの1回転に対する進み角を大きくするため、多条ウォームを採用するが、ウォームホイールを切削するホブも同様に多条化する必要がある。そのため、ホブ盤で加工したウォームホイールの歯面には、多条ホブを使用したことによる多角形誤差が発生し、精度上多条ホブ加工による仕上げには、一定の限界がある。ホブ盤で製作すると、歯形状に影響を与える、(1)ホブ切りにより必然的に発生する誤差、(2)ホブの精度誤差により発生する誤差、(3)ホブ盤の精度誤差により発生する誤差、(4)ホブ盤の段取りの精度誤差により発生する誤差、(5)切削中の振動により発生する誤差、が生じる(田中, 1965), (両角, 1963)。特に、多条ホブでは、1溝当たりの切れ刃の切削する回数が少なくなるため歯形の多角形誤差が大きくなり無視できない。多角形誤差は振動、騒音、ならびに寿命に大きく影響する重要管理項目となるが、ホブ切れ刃の歯直角断面が直線であるため、工具や設備に精度誤差が無くても、創成運動加工では多角形誤

No.19-00240 [DOI:10.1299/transjsme.19-00240], J-STAGE Advance Publication date : 28 October, 2019

^{*1} 正員, (株)オージック (〒578-0984 大阪府東大阪市菱江 1-15-33)^{*2} 正員, 新潟大学 工学部 (〒950-2181 新潟県新潟市西区五十嵐二の町 8050)^{*3} 正員, (株)イワサテック (〒136-0082 千葉県船橋市高瀬町 62-4)

E-mail of corresponding author: shigenori-hamada@ogic.co.jp

差を免れることはできない。本報では、ウォーム減速装置に組み込まれるウォームホイールの高精度化を目指して、前報で開発した歯当たり解析(TCA)(Hamada et al., 2018)に基づいて、修整歯面の最適化を図った。そして、その歯形の歯面座標値から三次元 CAD/CAM を生成し NC データを作成するとともに、そのデータを用いて 5 軸マシニングセンタでボールエンドミルおよびスクエアエンドミルの両者を使用したウォームホイールの加工を行ったので、それについて報告する。また、加工したウォームホイール歯面の加工精度をホブ盤によるそれと比較したので、その差異についても報告する。

2. ウォームホイール歯面の数式表示

ホブ盤で創成された JIS I 形(Involute helicoid)(JIS, 2013)のウォームホイールの歯面は、ホブによる創成ラック運動のインボリュート曲線となるが、工具形状や専用機の運動の制約により歯面設計の自由度が少ない反面、創成加工された面性状はなめらかな包絡面となる。これに対して 5 軸マシニングセンタでは、歯面設計の自由度は高く局部的な歯面修整が可能となり、歯車の伝達能力や損傷に対して優位に設計できる利点があるが、歯面同士の接触状態を歯面全域において厳密に算出する必要がある。また、5 軸マシニングセンタの加工には、3D モデルを基準に切削工具の経路を作成する必要がある。そこで本章では、ホブ盤で歯切りを行った場合のウォームホイールの歯面の式を導き、それに基づいて歯面上の点の座標値を求めた。

図 1 は静止座標系 $O\text{-}xyz$ におけるウォーム軸とウォームホイール軸の位置関係を示している。ウォームとウォームホイールの共通垂線は y 軸であり、中心間距離は a である。ここで、 ω_1 はウォームの角速度、 ω_2 はウォームホイールの角速度である。

円筒ウォームギヤでは、ウォームの軸中心を旋回する任意の 1 点をねじ運動させると、ねじ面が形成される。そして、ウォームとウォームホイールのかみ合いの同時接触線の軌跡が、ウォームホイールの歯面形状となる(Litvin and Fuentes, 2004)。ウォームの歯面は、図 2 に示すように、ウォームを z 軸にとる右手系直角座標系によって考えることにする。

ウォーム歯面の母線の x , y , z 軸の成分をそれぞれ A , B , C で表現する。図 3 に示すように、この母線を表すパラメータを u とする。よって、 A , B , C は式(1)で表される。

$$A = x(u), B = y(u), C = z(u) \quad (1)$$

Fig. 1 Coordinate system expressing axes of worm and worm wheel. The relation of the worm and worm wheel axes is shown. The common perpendicular of worm and worm wheel axes is y -axis. The center distance between worm and worm wheel axes is a . The angular velocity of the worm is ω_1 and the angular velocity of the wheel is ω_2 .

θ を母曲線のねじ運動の回転角度とすると、円筒ウォームの歯面の位置ベクトル $\mathbf{r}$ は式(2)で表される.

$$\begin{aligned}\mathbf{r} &= x\mathbf{i} + y\mathbf{j} + z\mathbf{k} \\ x &= A \cos \theta - B \sin \theta \\ y &= A \sin \theta + B \cos \theta \\ z &= h(\theta - \theta_1) + C\end{aligned}\quad (2)$$

式(2)は、あるウォーム回転角 θ_1 におけるウォーム歯面を示す. ここに、 $\mathbf{i}$, $\mathbf{j}$, $\mathbf{k}$ はそれぞれ x , y , z 各軸方向の単位ベクトルである. h はウォーム歯面の換算ピッチ, P_z をリードとすると式(3)で表される.

$$h = P_z/2\pi \quad (3)$$

h が正のときは右ねじれ, 負のときは左ねじれのウォームとなる.

インボリュート歯形ウォームの場合, 図3に示すように A , B , C は基礎円半径を r_g , 基礎円上進み角を γ_g とすると式(4)で表される.

$$A = r_g, B = u, C = u \tan \gamma_g \quad (4)$$

Fig. 2 Coordinate system of worm. The tooth surface of the cylindrical worm is screwed at any one point that pivots around the axis. The cutting tool is threaded along this generating curve. It has an involute curve profile as a straight screw thread surface.

Fig. 3 Parameters in JIS I type worm (Involute helicoid). The involute is defined as the path of a point on a straight line which rolls without slip along the circumference of base circle radius r_g . The lead angle γ_g on the base circle is inclined to the normal to rotation axis of the tooth.

式(4)を式(2)に代入すると式(5)が得られる。式(5)の x , y , z がインボリュート歯形ウォームの歯面の座標となる。

$$\begin{aligned} x &= r_g \cos \theta - u \sin \theta \\ y &= r_g \sin \theta + u \cos \theta \\ z &= h(\theta - \theta_1) + u \tan \gamma_g \end{aligned} \quad (5)$$

次に、ウォームホイールの歯面を求める。接触点におけるウォームとウォームホイールの速度ベクトルをそれぞれ $\mathbf{v}_1$ と $\mathbf{v}_2$ で示すと、

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_1 &= \omega_1 \mathbf{k} \times \mathbf{r} \\ \mathbf{v}_2 &= \omega_2 \mathbf{i} \times (\mathbf{r} - a\mathbf{j}) \end{aligned} \quad (6)$$

接触点におけるウォームとウォームホイールとの間の相対速度 $\mathbf{w}$ は式(7)で表される。

$$\begin{aligned} \mathbf{w}(u, \theta) &= \mathbf{v}_2 - \mathbf{v}_1 \\ &= \omega_2 \{ \varepsilon y \mathbf{i} - (z + \varepsilon x) \mathbf{j} + (y - a) \mathbf{k} \} \end{aligned} \quad (7)$$

ここに、 $\varepsilon = \omega_1 / \omega_2$ である。

ウォーム歯面とウォームホイール歯面どうしは、歯面修整を施さない場合、ある曲線に沿って接触している。この線を同時接触線と呼び、その線上の接触条件は、微小時間後に接触点が離れたり、食い込んだりしないためには、接触点での両歯面の単位面法線ベクトル $\mathbf{n}$ と相対速度ベクトル $\mathbf{w}$ が直交するという式(8)の接触の条件式が成立する (酒井, 1955)。

$$\mathbf{n}(u, \theta) \cdot \mathbf{w}(u, \theta) = 0 \quad (8)$$

歯面座標の接触点における単位面法線ベクトル $\mathbf{n}$ は、式(9)で表される。

$$\mathbf{n}(u, \theta) = \frac{\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial u} \times \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \theta}}{\left| \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial u} \times \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \theta} \right|} \quad (9)$$

式(7), (9)を式(8)に代入して行列式を整理するとインボリュート歯形ウォームの接触の条件式は、式(10)で表される。

$$-z \tan \gamma_g \cos \theta + y - (a - \varepsilon h) = 0 \quad (10)$$

ウォームのねじ運動の回転角 θ に対する同時接触線は式(11)で表される。したがって、同時接触線はウォームの回転とともに移動し、同時接触線の軌跡がウォームホイール歯面として形成される (須藤, 1999)。

$$\begin{aligned} x &= r_g \cos \theta - u \sin \theta \\ y &= r_g \sin \theta + u \cos \theta \\ z &= \frac{-y + (a - \varepsilon h)}{\tan \gamma_g \cos \theta} \end{aligned} \quad (11)$$

ウォームとウォームホイールは図1の座標系 $O\text{-}xyz$ でかみ合う。ウォームの回転角 θ_1 の変化とともに、同時接触線も変化する。ウォームの歯面とウォームホイールの歯面を表すパラメータ θ , u の2つの未知数を含む2元連立方程式を解くことにより、各回転角 θ_1 に対して、ウォームと共役であるウォームホイールの歯面座標を求めることができる。

良好な歯当たりを得るには、各工程で発生する加工誤差、組立誤差などを考慮した歯面修整を施し、点接触のかみ合いにする必要がある。そのため、点接触するウォームギヤでは、共役関係が維持できなくなる。その結果、

ウォームとウォームホイールの割り出しに回転伝達誤差が発生することになる。各ウォームの回転角 θ_1 におけるウォームとウォームホイールの修整歯面の接触点を求めることによりウォームホイールの回転角 θ_1 が得られる。回転伝達誤差 $\Delta\theta_2$ は、式(12)で表される。

$$\Delta\theta_2(\theta_1) = \theta_2(\theta_1) - \frac{Z_1}{Z_2}\theta_1 \quad (12)$$

ここに、 Z_1 はウォームの条数、 Z_2 はウォームホイールの歯数である。

3. ウォームギヤ修整歯面の最適化

ウォームギヤに対する長寿命化、および高精度化の要求が日々高くなり、品質管理においても歯当たりだけではなく、回転伝達誤差に対しても要求が厳しくなっている。歯車のかみ合いにおいて、歯面硬度を上げれば耐久性が向上することは知られているが、1章で述べたようにウォームギヤのかみ合いは歯すじに沿ってすべりが大きく、摩擦、摩耗が激しい上に、歯面に作用する荷重が大きい場合は、面圧上昇に伴い油膜切れで歯面に焼付きが発生しやすい。そこで、歯面焼付き防止のため、ウォームホイールの材料になじみ性の高い鋳鉄、燐青銅、特殊青銅を使用するのが一般的である(山田他, 1990)。この場合、母材が摩耗しやすいため、歯当たりと面性状の管理が重要な項目になる。歯当たりの位置、大きさはかみ合い特性に影響を及ぼし、歯部の鋭角部との接触状態や面性状の粗さも回転伝達誤差に起因する振動、騒音の発生原因となり、異常摩耗などが生じることがある。そこで、2章の共役な歯面形状から、歯面修整がかみ合い特性に及ぼす影響を調査し、修整歯面の最適化を図った。

3・1 ウォームギヤ修整歯面の製作法

ウォームギヤの歯当りは、負荷運転中に歯面間に潤滑油が入り込むことを考慮することが重要である。そこで、歯すじ修整、歯形修整を行うことで、ウォームギヤの早期異常摩耗を防ぐために、歯当たりの入口側に隙間(エントリーギャップ)を設け、また歯当たりの出口側にも隙間(イグジットギャップ)を設けて、振動、騒音が発生しないようにすることができる。

歯すじ修整方法として、ウォームのリードを正規寸法より長くするため加工機の動作を変更するピッチコレクション法と、ウォームホイールを歯切りするホブの直径を大きくする増径量方式がある。ピッチコレクション法による進み角 γ_g の計算式を式(13)に示す。

$$\gamma_g = \tan^{-1} \left(\frac{m_x Z_2 Her}{P} \right) \quad (13)$$

ここに、 m_x は軸直角モジュール、 Her はピッチコレクション係数、 P はウォーム平均径である。

歯形修整では、歯当たりの大きさを修整するクラウニング法、歯当たりの位置を修整する圧力角修整法などがある。表1にウォームギヤの製作時の歯面修整の方法を示す。歯面修整の項目により、機上での修整作業であれば生産性が高いが、機外の修整作業の場合は、工具の再製作や再研磨などにより付加的成本が発生することがある。ホブの再研磨では、工具直径が変化するため円弧変化によるウォームホイール歯面の幾何学的変化を正確に把握することが必要である(吉野, 牟田, 1996)。このように歯面修整による生産性の悪化もあるため、歯当たり解析(TCA)で加工前に工具や加工機の動作を配慮した歯面設計が重要となる。そこで、この修整方法の違いにより、歯車のかみ合い特性に与える影響度の調査を行った。すなわち、異なる修整方法で多条ウォームギヤの歯当たりと回転伝達誤差を無負荷条件で解析した。表2に多条ウォームの歯車諸元を示す。歯形はJIS I形(Involute helicoid)、中心間距離が80 mm、減速比が10である。

Table 1 Correction methods in manufacturing of worm gears.

Target of corrections		Profile shape		Length shape	
		Contact area size	Contact position	Contact area size	Contact position
Correction methods	Worm	Crowning	Pressure angle	Pitch corrections	(impossible)
		Change shape of grinding wheel		Adjustment of machine setting	
		Correction on setting			
	Worm wheel	Crowning	Pressure angle	Increase tool diameter	Tool setting angle
		Change of tool			Adjustment of machine setting
		Correction is outside			Correction on setting

Table 2 Basic dimensions of multi-thread worm gears.

-	Worm	Worm wheel
Center distance	80 mm	
Axial module	4.0	
Pressure angle	20°	
Number of teeth	3 Stars	30
Outside diameter	48 mm	128 mm
Mean diameter	40 mm	120 mm
Root diameter	30.5 mm	110.4 mm
Facewidth	60 mm	25 mm

図4に歯当たりと回転伝達誤差の解析例を示す。各ウォームの回転角に対してウォームホイールとの1歯対での接触領域を図4の中央と右欄に、最右下欄には総合歯当たりを表している。赤色は接触領域を表し、朱色は潤滑材に顔料を混ぜたペーストを想定し、その厚みを0.05 mm以下とした場合の歯面間の隙間を表している。顔料ペーストの厚みを0.05 mmとしたのは、ペーストを歯面に塗布する際に、塗布量が厚すぎると歯面間の接触領域以外にも付着し、薄すぎると接触領域にも付着しなくなるため、歯当たりを正しく判断できるような塗布量を決め、その量から隙間を決定した。

左欄は、回転伝達誤差を表しており、緑線で表示された回転伝達誤差の形状は、放物線になっており、ウォームの回転角に対して速度が速くなり、 $\theta(\text{Sit})=0^\circ$ を頂点とし徐々に減少していく。紫線は、1歯前のかみ合いで、青線は、1歯後のかみ合いを表している。頂点から交点までの高さを、回転伝達誤差の振幅と表現し、歯当たり設計の指標とされる。特に、この放物線の形状がかみ合い状態を表し、のこぎり型では、かみ合い歯面のエッジ部が干渉するなどの現象が発生することが知られている(Litvin and Fuentes, 2004)。

そこで、歯当たりと回転伝達誤差に及ぼす歯面修整の影響を調べた。ウォームの修整量はピッチコレクション1.0033（修整なしのリードに対して1.0033倍）の長さとし、ウォームホイールの修整量はカッターヘッドの傾き角0.1 deg.とした。このような修整の下で、ウォームの圧力角の修整量とウォームホイールの歯面修整量を変化させ、歯面のかみ合い特性を調べた。

図5にウォーム製作時の工具取付け条件や圧力角の変更による歯当たりと回転伝達誤差の解析結果を示す。ピッチコレクションを行うと、歯すじ方向の歯当たり長さが小さく変化し、歯当たりが歯形方向の歯先へ移動することがわかる。その理由は、リードを1.00335倍に変更することでモジュールが大きくなりウォームとウォーム

ホイールの歯面接触点が生先に変化した証である。ピッチコレクションによるリード修整に加えて圧力角修整を行うと歯当たりは適切な位置となる。よって、歯すじ方向のクラウニング修整にはピッチコレクションが有効であり、歯丈方向には圧力角修整を施すことで理想的な位置へ歯当たりを移動させることができる。歯面修整を施さない場合は、共役歯面であるため回転伝達誤差は $0\mu\text{rad}$ となるが、歯面修整を施すことで共役歯面でなくなるため、入力回転角に対して出力回転角に回転伝達誤差が発生する。

Fig. 4 Results of tooth contact analysis. The center and right sides show the contact areas at each rotation angle of the worm. The right and lowest side shows the total tooth contact pattern considering contact ratio. The left side shows the meshing transmission errors. The green line is the corresponding transmission errors. The purple line is that of previous meshing and the blue line is that of following meshing. The height from the intersection with each tooth is defined as the amplitude of transmission errors.

Worm corrections	Not correction	Pitch correction 1.00335	Pitch correction 1.00335 Pressure angle correction 0.377°
Tooth contact patterns			
Amplitudes of transmission errors (sec.)	0	(Impossible to analysis)	5

Fig. 5 Analyzed tooth contact patterns with modifications of pitch correction and pressure angle correction of tooth. Pitch correction was performed to adjust the length of tooth contact pattern. Due to pitch correction, the length of tooth contact pattern decreases but it moved toward the tip on the tooth. As a result, the tooth contact pattern could be improved by making pressure angle adjustment.

次に、歯形修整量の影響を調査した。歯形修整量を ε で示し、これを図 6 に示す。 $\varepsilon=0\text{ mm}$ と $\varepsilon=0.015\text{ mm}$ の時の圧力角修整(ΔPa)による歯当たり移動量を解析した。図 7 に加工機の動作変更による歯当たり変化を示す。この結果により、圧力角誤差が大きくなった場合、ウォーム歯形修整量 $\varepsilon=0\text{ mm}$ であれば、歯当たりの形状、位置は大きく変化することがわかる。一方、ウォーム歯形修整量 $\varepsilon=0.015\text{ mm}$ を施すと、歯当たりの形状、位置とも安定することがわかる。

Fig. 6 Method of profile correction. The size of tooth contact pattern in profile direction was adjusted. The design method takes the center point on the worm pitch circle and corrects the arc with whole depth. The amount of correction was instructed to TCA software and analyzed. The position and size of this tooth contact pattern make it possible to make optimization for the use environment.

Worm corrections (deg.)	$\Delta Pa=0$	$\Delta Pa=0.3$	$\Delta Pa=0.4$	$\Delta Pa=0.5$
Tooth contact patterns				
Amplitudes of transmission errors (sec.)	(Impossible to analysis)	(Impossible to analysis)	17	40

(a) Correction method $\varepsilon = 0\text{ mm}$

Worm corrections (deg.)	$\Delta Pa=0$	$\Delta Pa=0.3$	$\Delta Pa=0.4$	$\Delta Pa=0.5$
Tooth contact patterns				
Amplitude of transmission errors (sec.)	40	23	19	22

(b) Correction method $\varepsilon = 0.015\text{ mm}$

Fig. 7 Tooth contact patterns with pressure angle modification and crowning correction. Using TCA software, the amount of the movement the tooth contact pattern was analyzed with and without tooth corrections. With the profile corrections adjustments, the movement of the tooth contact pattern becomes insensitive. The amount of change in the transmission is also stable. Thus, an appropriate amount of modification achieves stable engagement.

3・2 組立誤差による歯当たり変化量

かみ合い高さ誤差を ΔWV 、組立距離の誤差を ΔE として、組立誤差が歯当りに及ぼす影響について調査した。 ΔWV 、 ΔE に誤差を与えて、歯当たりと回転伝達誤差を解析した結果を図8に示す。組立誤差が発生すると、歯当たり位置は、かみ合い入口、出口へ移動する。特にかみ合い高さ誤差 -0.1 mm であれば歯当たりでエッジコンタクトが発生していることがわかる。このような歯当たりでは、歯面間への潤滑の侵入阻止や振動、騒音の原因となる。もし、このように組立や運転による歯車箱の弾性変形により理想的な組立位置から変化しても安定した歯当たりを得るには、適切な量の歯面修整が必要である。

4. ウォームギヤの製作

4・1 ホブ盤によるウォームホイール加工

表2の歯車諸元のウォームホイールをホブ盤で加工するために、歯当たり解析(TCA)を用いて理想的な歯当たりを得ることができるように、機械の状態も含む加工条件を算出した。3章の結果に基づいて最適な修整歯面を算出し、歯当たり解析を行った。最適な修整歯面は、ウォーム側でピッチコレクションが 1.0045 、歯形の円弧修整 0.06 mm 、圧力角修整が 0.3 deg. 、ウォームホイール側でホブの傾き角が 0.35 deg. であり、その結果を図9に示す。図9の歯当たり解析の結果では、創成原理に従い解析しているが、ホブ切削による多角形誤差を考慮していない、すなわちねじ状砥石のような連続切れ刃を想定しているため、正常な歯当たり形状となっている。そのデータを基に、ホブ盤でウォームホイールの加工を行った。図10に加工したウォームホイールの歯面を示す。ホブはラック歯形の台形ねじで、静的にはホブの断続切れ刃による多角形誤差が発生し、動的にはホブの断続的な切削力による振動が発生する。両者ともに加工誤差に影響することが考えられる。

4・2 マシニングセンタによるウォームホイール加工

直進軸の制御軸数を持つ3軸マシニングセンタで歯車を加工する場合、歯車の軸中心に対して直角に歯部が存在し、かつ歯すじに傾きがある諸元では、工具と工作物が干渉するため加工不可能となる。そこで、ウォームホイールは、直進軸と回転軸の制御軸数を持つ5軸マシニングセンタで加工を行うこととした。表2に示すホブ盤で加工したウォームホイールと同じ歯車諸元で、かつ同じ歯面修整量を維持した歯面座標を算出しCAD/CAMを用いて5軸マシニングセンタで加工した。この場合、エンドミルの工具経路の作成には、3Dモデルが必要となるため、歯当たり解析(TCA)より歯面の座標点と法線ベクトルを算出しモデルを作成した。歯面のインボリュート曲線の座標点を算出するには、図11に示す基礎円のある点から曲線を描くが、計算式で出力するには巻き出し角 θ_i を一定の角度で計算する必要がある。その座標点を基に、3D-CADで面張りを行うため、点と点を近似曲線

Assembly errors (mm)	Reference position	Assembly height $\Delta WV = +0.1$	Assembly height $\Delta WV = -0.1$	Center distance $\Delta E = +0.1$	Center distance $\Delta E = -0.1$
Tooth contact patterns ($\varepsilon = 0\text{ mm}$)
Amplitudes of transmission errors (sec.)	18	17	12	17	16

Fig. 8 Analyzed tooth contact pattern and amplitude of transmission errors with assembly errors. The tooth contact patterns are always in tooth and the amplitudes of transmission errors are not changed on a largescale.

Fig. 9 Optimal results of tooth contact analysis in consideration of operating environment and assembly error. The amplitude of transmission errors was designed to be 60 seconds. The tooth contact was retouched to avoid edge contact. The tooth surface coordinate points were calculated based on this tooth design.

Fig. 10 Tooth surfaces of worm wheel machined using hobbing machine. The polygon errors occur in this gear machining. The reason the intermittent cutting of hob tool. These errors cause vibration and noise during rotating. However, it is difficult to reduce these errors using a hobbing machine.

Fig. 11 Equal pitch angle of involute curve. The length of the arc changes with the angle. The coordinate point of the tooth surface is calculated based on the angle. As the angle increases, the density of the calculated results changes. This affects the quality of the 3D-CAD model.

で繋ぐ作業を行う。しかし、インボリュート曲線の性質上、回転中心から遠ざかる程、点と点のピッチの距離が長くなる。このピッチ間の距離が変化することにより、歯元側は密な座標点の集合体となるが、歯先側では、座標点のピッチの間隔が広くなるため、近似曲線の誤差が発生することがある。

この近似曲線の誤差は歯当たり解析(TCA)で解析した理想的な歯当たり形状に影響する。5 軸マシニングセンタを用いた加工の場合、本歯車諸元では近似曲線の $1\text{ }\mu\text{m}$ 以下の誤差が加工精度に悪影響を及ぼすことがある。そこで、算出した歯面の座標点、法線ベクトルより 3D-CAD で近似曲線の誤差を把握しつつ、歯面上の点群の間隔がほぼ一定になるように密な点群を間引いた。このような考えに基づいて、ウォームホイールの歯面座標および単位面法線ベクトル(辻, 2014)を再度算出し、その値を基に 3D-CAD モデルを作成した。まず、3D-CAD で 1 歯面を作成し、位相を 1 ピッチずらせば隣接する歯面の座標点を算出することができる。この作業を歯数分繰り返せば、全歯の座標点を得ることができる。図 12 にウォームホイールの 3 次元 CAD モデルを示す。工具の抜け代を考慮して実際の歯幅より長く設定した。さらに、5 軸マシニングセンタの多軸機能を使用することで、この手法は最適な角度で工具アプローチができ、工具突き出し量の低減による工具剛性の保持に有効に働くことが確認できた。歯面のような自由曲面を含む加工は、工具定義を行う CAM を活用しなければならない。CAM は、3D-CAD から工具経路を作成するメインプロセッサと、工具経路データから 5 軸マシニングセンタの構造に応じた NC データを作成するポストプロセッサからなる。工具先端制御を使用し、工具姿勢の変化とともに工具長の補正をしながら、工具先端が指令された経路に沿って稼動するようにした。

ボールエンドミル $\phi 2$ (日進工具:MRBH230)を用いて歯面の仕上げ加工を行った結果、歯面の切り始めと切り終わりの歯厚差である単一ピッチで $35\text{ }\mu\text{m}$ の誤差が発生する結果となった。ボールエンドミルは、最大外径の点で加工を行ったため、切れ刃の摩耗による切削抵抗の増加およびボールエンドミルの剛性不足で加工能力が低下したと考えられる。そこで、エンドミル工具の側刃を使用し曲面に沿ったスワーフ加工で再度加工を行った。スワーフ加工は、多軸制御の利点を活用するもので、側面の全刃を使用し工作物を加工するため、加工能率が向上し、かつ安定した品質を維持することができる。この加工法を用いて CAM の作成を行い、加工を行った。スクエアエンドミル $\phi 3$ (三菱日立ツール: EPP4030-02-TH)の工具を使用した結果、歯面の切り始めと切り終わりの単一ピッチ誤差が最大 $4.8\text{ }\mu\text{m}$ であり、品質改善ができた。歯面の最終仕上げ加工においては、加工途中で工具交換をすると、工具中心や工具高さの取付け位置誤差により、加工精度が低下するため、工具交換なしで 1 本のエンドミル工具で仕上げる必要がある(辻, 2012)。特殊高力黄銅は、鋼材歯車の表面処理で一般的な浸炭焼入れ焼き戻し、高周波焼入れに比べて表面硬度は低い、銅合金の材質自身の靱性による工具摩耗が進行する傾向がある。よって、ボールエンドミルのような点加工では工具摩耗が激しいため、スワーフ加工を利用することを前提に、表 3 の加工条件を実行するため、図 13 に示す CAD/CAM を作成した。5 軸マシニングセンタでウォームホイールを加工している様子と加工した歯面形状を図 14(a), (b)にそれぞれ示す。図 14(b)では図 10 に見られた多角形誤差は見られない。5 軸マシニングセンタを用いたウォームホイールの全加工時間は約 3.4 時間であり多角形誤差を回避できることがわかる。

Fig. 12 3D-CAD model of worm wheel. 3D model was created from the coordinate points on the tooth surface of worm wheel. In consideration of the operation of the end mill for a tool, it was designed to be larger than the regular tooth width.

Table 3 Conditions of gear cutting.

Processes	Diameter of end mill(mm)	Rotary speed of main spindle (min^{-1})	Feed (mm/min.)	Axial depth of cut (mm)	Step of swarf cut (mm)	Time / one cycle (min.)
Semi-finishing	3.0	7000	300	+0.2	1.0	45
Finishing	3.0	7000	250	0.0	0.3	160

(a) Tooth surface of 3D-CAD

(b) Tool path design by CAM

Fig. 13 The tool path was examined from 3D-CAD model of worm wheel tooth. In order to improve the processing accuracy, the protrusion amount of the end mill tool was set shortly to improve the tool rigidity. During machining, it was confirmed that tool interference did not occur on the tooth surface.

(a) Worm wheel machining

(b) Tooth surface of machined worm wheel

Fig. 14 Worm wheel machining and tooth surface of machined worm wheel using 5-axis machining center. The polygon errors do not occur in this gear cutting, and the ideal tooth surfaces can be obtained. The pitch accuracy and surface roughness were better than those of the hobbing machine.

5. 加工精度の検証

4 章までで、5 軸マシニングセンタを使用してボールエンドミルによりウォームホイール加工すると、ホブ盤によるホブ切り加工で生じる多角形誤差を回避できることが明らかになった。本章では、5 軸マシニングセンタによる加工法の有用性を確かめるため、ウォームホイール単体のピッチ誤差を測定し、ホブ盤で加工したそれを比較した。さらに、5 軸マシニングセンタを使用して加工したウォームホイールと NC ウォーム歯面研削盤で加

工したウォームとをかみ合わせ、歯当たりを観察するとともに、回転伝達誤差を測定し、ホブ盤で加工したそれを比較し、かみ合い精度について検証した。

5・1 ピッチ測定

ピッチ精度は、一つの歯から隣り合う歯までの距離を同一円周上で測定するものであり、理論上のピッチからの誤差量を測定した。ホブ盤で製作されるインボリュート歯車は、ホブに代表されるラック形カッターで連続割出加工であるが、本加工の多条ウォームギヤでは、歯数比が整数のため、歯面の多角形誤差と工具の加工精度によりウォームホイールのピッチ精度が低くなる傾向があった。ホブ盤で加工したウォームホイールのピッチ誤差と5軸マシニングセンタのそれを比較するため、歯車測定機を使用し測定した値を図15に示す。その結果の一覧を表4に示す。5軸マシニングセンタで加工した歯面は、ホブ盤のそれより各ピッチ誤差が小さく、良好な結果を得ることが確認できた。

Fig. 15 Comparison of gear spacing using hobbing machine and 5-axis machining center. In hobbing machine, pitch accuracy error occurs continuously for every 3 teeth pitch. This is affected by the hob tool to be machined because the gear ratio is an integer. In a 5-axis machining center, machining is performed with one tool. Therefore, the processing results was not affected by the tool, and the accuracy was good.

Table 4 Gear spacing error of worm wheel.

Gear spacing	Hobbing machine (μm)		5-axis machining (μm)	
	Left flank	Right flank	Left flank	Right flank
Single pitch error	9.6	7.5	2.1	4.8
Pitch variation	16.0	14.4	2.4	5.6
Accumulative pitch error	13.1	9.7	6.4	7.5
Runout	18.4		10.9	

5・2 加工面の表面粗さ

ホブ盤と5軸マシニングセンタで加工したウォームホイールの面粗さを表面粗さ測定機(キーエンス:VR-5200)を用いてそれぞれ測定し,加工方法の違いによる面粗さを比較した.歯面の面粗さ R_a を表5に示す.表5より,5軸マシニングセンタで加工した歯面の方が,面粗さが小さく良好な結果であった.

5・3 ウォームギヤのかみ合い精度

歯車の本来の目的は,等速回転運動を伝達することであるが,実際は歯面修整を行うので歯車対で滑らかなかみ合いが行われていないことが多くある.そこで,図16に示すようにウォームとウォームホイールをかみ合い試験機に組立てた後,運転状況に合わせた中心間距離,かみ合い高さ,バックラッシを確保した片歯面かみ合い試験を実施することにした.5軸マシニングセンタを用いて加工したウォームホイールとホブ盤によるそれとのかみ合い精度の比較を行うため,それらのウォームホイールとNCウォーム歯面研削盤で加工したウォームとかみ合わせ,歯当たりを観察するとともに,回転伝達誤差を測定した.歯当たりの解析結果と実際に得られた歯当たりを図17に示す.ホブ切り歯面に生じる多角形誤差により,かみ合い同時接触線で二線当たりが発生していることがわかるが,5軸マシニングセンタでは,多角形誤差の影響などは無く,位置,形状,大きさとも歯当たり解析(TCA)と同等になり理想的な面形状と面性状となっている.

図18に示す回転伝達誤差では,ホブ切り歯面では,1歯のかみ合い中に2山の大きな回転伝達誤差が発生しているが,5軸マシニングセンタでは,回転伝達誤差も1ピッチ間で1山の形状であり歯当たり解析(TCA)と同様の結果である.

図19に示す回転伝達誤差の高速フーリエ解析結果でもホブ切りでは,二線当たりの影響によりかみ合い周波数の2次の値が5軸マシニングセンタに対して特に大きな差異として現れている.

以上のことより,歯当たり解析(TCA)で算出した歯面形状を基に,ホブ切りと5軸マシニングセンタで加工したウォームホイールの加工精度を検証した結果,5軸マシニングセンタで加工したウォームホイールでは,理想的な加工結果であり,全検査項目についても優れた精度を確保することができた.

Table 5 Measured results of tooth surface roughnesses.

-	R_a (μm)
Hobbing machine	0.77
5-axis machining center	0.24

Fig. 16 The measuring instrument of the transmission errors. The transmission errors are calculated by dividing the pulse of encoders between input (worm) and output (worm wheel) based upon the reduction ratio.

TCA results

(a) Hobbing machine

(b) 5-axis machining center

Fig. 17 Comparison of tooth contact patterns of tooth surfaces machined using hobbing machine and 5-axis machining center. A single-tooth surface meshing test was conducted using a worm meshing test. The blue color was applied to the worm tooth surface and yellow color was applied to the wheel tooth surface. The tooth contact patterns with the wheels machined using two types method were agreement with analyzed results. The tooth contact pattern using a 5-axis machining center is better than that using a hobbing machine.

Transmission errors (sec.)

Fig. 18 Comparison of measured short wave transmission errors. In the tooth processed by 5-axis machining, it was one large wave in one tooth. However, on the hobbing machine, there are three large waves in one tooth due to the polygon errors. The short wave transmission errors was an excellent result of 5-axis machining.

Transmission errors (sec.)

Fig. 19 Comparison of measured transmission errors. The amplitude of transmission errors was obtained in Fourier transform. At all of the meshing frequency, the amplitude of transmission errors using a 5-axis machining center was smaller than those using a hobbing machine. As a result of experimental results, the transmission errors of the meshing frequencies with the worm wheel machined using a 5-axis machining center was decreased comparing with those in a conventional method.

6. 結 言

高速回転、高精度位置決め装置には、一般的に多条ウォームとウォームホイールが採用されている。このウォームホイールは一般にはホブ盤で加工されているが、歯面にホブ切り特有の多角形誤差が発生するので、高精度なウォームホイールを加工することが困難である。

本研究では、歯当たり解析(TCA)の開発に基づいて、ウォームとウォームホイールの歯面修整について検討するとともに、組立て誤差が歯当たりと回転伝達誤差に与える影響について調査した。さらに、その結果に基づいて、ウォームホイール歯面の 3D-CAD モデルを作成し、5 軸マシニングセンタを用い CAM を活用してウォームホイールの加工を行い、従来のホブ盤で加工したそれとを比較した結果、5 軸マシニングセンタを用いた加工では加工精度が高く、高精度加工が可能であること、また二線当たりなども無く回転がスムーズであることが明らかになった。これにより、本加工法の有効性が確かめられた。

文 献

- Hamada, S., Kawasaki, K. and Tsuji, I., Tooth contact analysis and manufacturing of dual lead worm gears in ISO type I, Bulletin of the JSME, Journal of advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol.12, No.1 (2018), DOI:10.1299/jamdsm.2018jamdsm0026.
- 日本工業標準調査会, JIS B 0102-2: 2013, 歯車用語-第 2 部:ウォームギヤの幾何形状に関する定義, 2.2.3.2, p.8.
- Litvin, F. L. and Fuentes, A., Gear Geometry and Applied Theory. 2nd Ed., Cambridge University Press, UK (2004), pp.574-581.
- 両角宗晴, ホブ切りのさいの誤差が歯車の精度に及ぼす影響, 精密機械, Vol.29, No.1 (1963), pp.68-79.
- 南雲稔也, 松村茂樹, 北條春夫, 運転条件下の振動測定によるはずば歯車のかみ合い伝達誤差の推定, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.844 (2016), DOI:10.1299/transjsme.16-00429.
- 酒井高男, ハイポイド歯車の歯形に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.21, No.102 (1955), pp.164-170.
- 須藤勝蔵, 円筒ウォームギヤの歯当たり解析による負荷能力向上に関する研究, 九州大学, 博士論文 (1999), pp.14-27.
- 田中秀穂, ホブ切りにおける歯形誤差の理論的作図について, 鹿児島大学工学部研究報告, Vol.5 (1965), pp.59-63.
- 辻勇, 川崎一正, 阿部義和, 郡原宏, 汎用の多軸制御工作機械による大型スパイラルベベルの加工法に関する研究, 日本機械学会論文 C 編, Vol.77, No.775 (2011), pp.161-169.
- 辻勇, 交差軸歯車の歯当たり解析とマシニングセンタによる大形歯車製造への応用に関する研究, 東京工業大学, 博士論文 (2014), pp.16-43.
- 山田高祐, 服部信祐, 西津徹哉, 黄銅系ウォームギヤの面圧強さに関する研究 (第 2 報, スクーリング強さ), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.531 (1990), pp.167-170.

吉野英弘, 牟田義文, ウォーム歯面の歯面修整に関する研究 (第 1 報, 歯面修整の新しい考え方), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.598 (1996), pp.378-384.

References

- Hamada, S., Kawasaki, K. and Tsuji, I., Tooth contact analysis and manufacturing of dual lead worm gears in ISO type I, Bulletin of the JSME, Journal of advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol.12, No.1 (2018), DOI:10.1299/jamdsm.2018jamdsm0026.
- Japanese industrial standard committee, JIS B 0102-2:2013, Vocabulary of gear terms-Part 2:Definitions related to worm gear geometry. 2.2.3.2, p.8.
- Litvin, F. L. and Fuentes, A., Gear Geometry and Applied Theory. 2nd Ed., Cambridge University Press, UK (2004), pp.574-581.
- Morozumi, M., Influence of hobbing error on gear accuracy, Journal of the Japan Society of Precision Engineering, Vol.29, No. 1 (1963), pp.68-79 (in Japanese).
- Nagumo, T., Matsumura, S. and Houjoh, H., Estimation of loaded static transmission error of helical gears by vibration measurement under operating load conditions, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.82, No.844 (2016), DOI:10.1299/transjsme.16-00429.
- Sakai, T., A study on the tooth profile of hypoid gears, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.21, No. 102 (1955), pp.164-170 (in Japanese).
- Sudo, K., Research on improvement of load capacity by tooth contact analysis of cylindrical worm gear, Kyushu University, Ph. D. Thesis (1999), pp.14-27 (in Japanese).
- Tanaka, H., On the theoretical drawing of tooth profile error in hobbing, The research reports of the Faculty of Engineering, Kagoshima University, Vol.5 (1965), pp.59-63 (in Japanese).
- Tsuji, I., Kawasaki, K., Abe, Y. and Gunbara, H., Manufacturing method of large-sized spiral bevel gears using multi-tasking machine tool with five axis control, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.77, No.775 (2011), pp.161-169 (in Japanese).
- Tsuji, I., Tooth contact analysis of cross gear and research on application to large gear manufacturing by machining center, Tokyo tech, Ph. D. Thesis (2014), pp.16-43 (in Japanese).
- Yamada, T., Hattori, N. and Saitsu, T., Studies on surface durabilities of brass worm gears (2nd report, scoring limit), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.56, No.531 (1990), pp.167-170 (in Japanese).
- Yoshino, H. and Muta, Y., Studies on tooth-surface modification of worm gears (1st report, a new method of worm-wheel crowning), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.62, No.598 (1996), pp.378-384 (in Japanese).