内歯車のスカイピングにおける歯形と歯厚の調整に関する研究 (目標の歯形と歯厚を得るためのカット配置の計算方法)

瓜生 耕一郎^{*1}, 村上 隆則^{*2}, 中村 守正^{*3}, 射場 大輔^{*3}, 船本 雅巳^{*2}, 森脇 一郎^{*3}

Study on adjustment of profiles and tooth thickness in internal gear skiving (Calculation method for cutter positions which match tooth profiles and tooth thicknesses to their target values)

Koichiro URIU^{*1}, Takanori MURAKAMI^{*2}, Morimasa NAKAMURA^{*3}, Daisuke IBA^{*3},
Masami FUNAMOTO^{*2} and Ichiro MORIWAKI^{*3}

^{*1,*2} Kashifuji Works LTD.

28 Kamota, Kamitoba, Minami-ku, Kyoto 601-8131, Japan

^{*3} Kyoto Institute of Technology

Goshokaido-cho, Matsugasaki, Sakyo-ku, Kyoto 606-8585, Japan

Received: 18 November 2017; Revised: 30 December 2017; Accepted: 2 April 2018

Abstract

The high productivity of gear skiving has caused the process to attract a lot of attention in recent years and taper shaped skiving cutters are generally used in current gear skiving. A cutter axis in gear skiving is inclined to a gear axis and a taper shaped skiving cutter could cause tooth profile deviations of skived gears after re-sharpening of tool faces. Adjusting cutter position and/or re-profiling of cutter flanks are applied to enable tooth profile deviations of skived gears to remain within acceptable ranges when the adjustment is necessary. Adjusting cutter position is preferred to re-profiling of cutter flanks due to desire for low production cost. However, the universality of the current methods of calculating cutter positions is still not confirmed. The present study explains that the current methods for obtaining cutter positions could require individual calculating formulas according to cutter specifications for each particular gear. A universal method which avoids such complexity of making various formulas could contribute to permit gear skiving to become more useful in the gear machining field. Then such a desirable method is proposed and the reasonability of the method is confirmed by experiments. In addition, this study discusses the existence of scope in which the method can be applied and a method for checking collisions between cutter flanks and gear tooth flanks being cut after adjustment of cutter position.

Keywords : Gear, Skiving, Cutter position, Shaft angle, Offset angle, Center distance, Collision

1. 緒 言

近年、自動車の低燃費化や静粛性向上などを目的に、高効率な動力伝達を可能にする高精度な内歯車が要求されることが増えている。それらの要求を満たす方法として、100年以上前に原理は発明されていたが実用化には至っていなかったギヤスカイピング加工が、その生産性の高さから見直されはじめ、実用化に成功する例も見られるようになった(Nagata et al., 2017)。実用が可能になった理由としては様々考えられるが、急速に進化している工作機械や工具材料やコーティングが、カットが摩耗しやすいギヤスカイピング加工においても工具寿命を延ばし、要求される経済性が満足されはじめたことが大きいと考えられる。

一般に、ギヤスカイピング用のカットとしてギヤシェーブ用のカットとよく似たテーパ型カットが利用されており、製法も流用されている(池野他, 2013)。しかし、ギヤスカイピングとギヤシェーブの間には歯車軸とカット軸の間の軸角の有無という根本的な違いがあり、これがギヤスカイピングではテーパ型カットの切れ刃を再

No.17-00536 [DOI:10.1299/transjsme.17-00536], J-STAGE Advance Publication date : 12 April, 2018

^{*1} 正員, (株) カシフジ (〒601-8131 京都府京都市南区上鳥羽鴨田 28)

^{*2} (株) カシフジ

^{*3} 正員, 京都工芸繊維大学 機械工学系 (〒606-8585 京都府京都市左京区松ヶ崎御所海道町)

E-mail of corresponding author: kouichirou-urui@kashifuji.co.jp

研削すると加工した歯車の歯形が変化するという問題の要因の一つとなっている（瓜生他，2017）．現状ではこの問題に対し，歯車の歯形誤差が許容範囲を超えないように再研削の総量を少なく制限したり，許容限界に近付いた時点でカッタの歯形を修整研削したり，カッタの配置パラメータ（軸間距離，軸角，オフセット角）を変更したりして歯形誤差を許容範囲内に収めるということが行われている（Nagata et al., 2017）．歯車の製造コストの観点から，カッタの配置パラメータの変更による方法が望ましい．歯形と歯厚の調整に対して，実際の生産現場では，試加工結果から配置パラメータの変更量を求める計算式をあらかじめ作っておき利用するという方法がある（立川他，2017）．しかし，この方法が汎用的であるかどうかは明らかになっていない．歯車やカッタの諸元に依存せずに一定の法則によって成り立つならば汎用的であるが，そうでなければ個々の場合ごとに計算式が必要となり煩雑である．

本研究ではまず，立川らの方法では歯車の歯形と歯厚の調整がカッタ諸元に依存することを示し，汎用的な方法の必要性を明らかにする．カッタ諸元も変数として取り扱うような汎用的な方法として，たとえば実験計画法に用いられる重回帰分析などの多変数を取り扱う方法でカッタ配置パラメータを求める計算式を作ることが考えられるが，複雑な式となり実用的とは言いがたい．そこで，多変数に対応しつつ汎用性のあるカッタ配置パラメータ計算のアルゴリズムについて検討し，その有用性を確認する．また，歯形や歯厚を調整しようすると一般的には設計時点と異なるカッタ配置となる．その場合に，カッタと歯車の干渉が発生するかもしれないかを確認する方法について検討する．

2. 座標系

図1に，スカイピング加工時の内歯車の座標系 $O_g-x_gy_gz_g$ とカッタの座標系 $O_p-x_py_pz_p$ および固定座標系 $O_F-x_Fy_Fz_F$ を示す．ここで Σ は内歯車の回転軸 z_g とカッタの回転軸 z_p の成す角（軸角）である．オフセット角 θ_{off} はカッタ原点 O_p と内歯車の原点 O_g を結ぶ直線 O_pO_g と x_F の成す角である．テーパカッタを用いる一般的なギヤスカイピングではオフセット角が0の場合が多い． a は内歯車の回転軸 z_g とカッタの回転軸 z_p の間の軸間距離である．

Fig.1 Coordinate systems. These coordinate systems are attached to a skiving cutter, an internal gear, and the frame. Skiving cutter axis z_p and internal gear axis z_g forms a shaft angle Σ , and a minimum distance between z_p and z_g is indicated as a symbol a .

3. 歯形と歯厚の計算方法

カッタの切れ刃形状が明らかであれば，その切れ刃がカッタの回転によって描く軌跡を内歯車座標系で求め， x_gy_g 断面上に歯車のリードに沿ってねじ投影することで加工される内歯車の軸直角断面形状が求まる．著者らはギヤスカイピング用テーパカッタの歯面研削に一般に用いられる創成通し研削によって製作されるカッタの切れ刃形状を，任意の再研削量で求める計算方法を開発している（瓜生他，2017）．ここでは，求まった軸直角断面

形状から歯形と歯厚（以下は、歯車の基準円上の円弧歯厚の代わりに、対向する歯溝に入れた 2 つのボールの間の距離によって歯厚を表す BBD (Between Ball Diameter, 間球測定長) とする) を計算する方法を示す。

3・1 歯形

歯車の軸直角断面形状が求まれば歯形の計算は容易である。著者らの方法によれば歯車の軸直角断面形状は点列として求まる。左右の軸直角断面を表す点列を補間により 1 変数関数として表せば、任意の法線方向長さにおいて基準のインボリュート曲線からの偏差が計算できる。歯形管理円を基準として歯形を測定する範囲の端での偏差から歯形勾配誤差を求める。ギヤスカイピングでは歯車研削とは異なりカッタの切れ刃の形状を加工機上で変化させることはできない。カッタの配置パラメータを変えても被加工歯車の歯形形状を変えることはできないので、歯形勾配誤差のみが対象となる。

3・2 BBD

歯車の軸直角断面形状を表す点列を z_p 方向に歯車のリードに沿って展開すれば、歯車の歯面が点群として得られる。左右歯面上の任意の点の位置ベクトルは、左右歯面点群を 2 変数 (ξ と η) のラグランジュ補間を用いることで、 $\mathbf{r}_L(\xi_L, \eta_L)$, $\mathbf{r}_R(\xi_R, \eta_R)$ と表される。ラグランジュ補間によって歯車歯面をモデル化した場合の誤差については森脇らの研究がある (森脇他, 2013)。本研究では、歯車歯面を歯形方向、歯すじ方向とも 6 分割し、合計 49 個の点でモデル化した。また、それぞれ点での歯面の法線ベクトル $\mathbf{n}_L$, $\mathbf{n}_R$ は次のように表される (Litvin and Fuentes, 2004)。

$$\mathbf{n}_L(\xi_L, \eta_L) = \frac{\partial \mathbf{r}_L(\xi_L, \eta_L)}{\partial \xi_L} \times \frac{\partial \mathbf{r}_L(\xi_L, \eta_L)}{\partial \eta_L} \quad (1)$$

$$\mathbf{n}_R(\xi_R, \eta_R) = \frac{\partial \mathbf{r}_R(\xi_R, \eta_R)}{\partial \xi_R} \times \frac{\partial \mathbf{r}_R(\xi_R, \eta_R)}{\partial \eta_R} \quad (2)$$

測定用ボールの半径を ρ とすると、左右歯面にそれぞれボールが接触しているときのボールの中心の位置ベクトル $\mathbf{E}_L, \mathbf{E}_R$ は次式で表される。

$$\mathbf{E}_L(\xi_L, \eta_L) = \mathbf{r}_L(\xi_L, \eta_L) + \rho \cdot \mathbf{n}_L(\xi_L, \eta_L) \quad (3)$$

$$\mathbf{E}_R(\xi_R, \eta_R) = \mathbf{r}_R(\xi_R, \eta_R) + \rho \cdot \mathbf{n}_R(\xi_R, \eta_R) \quad (4)$$

測定用ボールが歯溝内で一か所に定まるとき $\mathbf{E}_L$ と $\mathbf{E}_R$ は一致する。すなわち $\mathbf{E}_L = \mathbf{E}_R$ 満たす $\xi_L, \eta_L, \xi_R, \eta_R$ を求める。歯車歯数 z_g が奇数か偶数かによって次式または次々式により BBD が計算される。

$$\text{BBD} = 2(\mathbf{E}_{L \text{ or } R} + \rho) \quad (z_g = \text{Even number}) \quad (5)$$

$$\text{BBD} = 2\mathbf{E}_{L \text{ or } R} \left(\cos \frac{\pi}{2z_g} \right) + 2\rho \quad (z_g = \text{Odd number}) \quad (6)$$

この方法によれば、左右で基礎円径の異なる非対称歯車でも BBD の計算が可能である (図 2)。つまり歯形勾配誤差がある歯車の BBD も求められる。

Fig.2 Schematic diagram of calculation method for BBD of asymmetric internal gear.

4. 汎用的なカッタ配置パラメータの計算方法の必要性

一般的に、新品のカッタを用いて設計時のカッタ配置で加工しても目標通りの歯形勾配誤差と歯厚が得られる場合は少ない。本研究で対象としている歯車のスカイビング用カッタにもギヤシェーパー用カッタの JIS 規格を適用するとすれば、JIS B 4356 (1996) の AA 級 (精密級) でも歯形誤差は $5.0\mu\text{m}$ 、歯厚は 0.017mm の製作誤差が許容されている。歯車には加工による誤差も加算され、これ以上の誤差が生じる可能性がある。ここでは、はすば内歯車の加工で一般に用いられるすぐばカッタとはすばカッタの 2 種類の場合を例として、目標値に対して誤差が生じて調整が必要な場合におけるカッタ配置パラメータの変更について検討し、比較する。これにより、目標の歯形勾配誤差と歯厚を得るためのカッタ配置パラメータを汎用的に計算する方法の必要性を明らかにする。

4・1 カッタ諸元と歯車諸元

検討した組み合わせを表 1 に示す。ここでは、歯直角モジュールは 2、歯数は 60、ねじれ角 15° の左ねじれはすば内歯車を対象としている。カッタは、歯数が 40、ねじれ角を 0° と 5° の 2 種類とする。いずれの場合も、カッタ設計で用いた配置パラメータで加工したときに、左右歯面ともに歯形勾配誤差が $+5.0\mu\text{m}$ で、BBD 誤差が $+0.050\text{mm}$ であったと仮定する。目標値は、歯形勾配誤差が左右とも $0.0\mu\text{m}$ 、BBD 誤差が 0.000mm とする。

Table 1 Combinations of gear and cutter for calculation.

Case	Gear	Cutter		Shaft angle (deg.)	Profile slope deviation(μm)		BBD deviation(mm)	
	Helix angle(deg.)	Helix angle(deg.)	Sharpening angle(deg.)		Initial value (L/R)	Target value (L/R)	Initial value	Target value
1	-15.000	0.000	0.000	15.000	5.0 / 5.0	0.0 / 0.0	0.050	0.000
2	-15.000	5.000	5.000	20.000	5.0 / 5.0	0.0 / 0.0	0.050	0.000

4・2 計算結果

図 3 に、表 1 に示した 2 種類の場合について、軸間距離のみの変更による BBD 誤差の変化と左右の歯形勾配誤差の変化の計算結果を示す。通常、BBD の調整時には軸間距離のみを変更する。その変更量は、それぞれの場合で異なり、すぐばカッタの場合は -0.024mm 、はすばカッタの場合は -0.026mm である (図 3 (a))。また、その軸間距離の変更によって歯形勾配誤差も若干ではあるが変化し、その変化量はカッタの違いだけでなく左右歯面でも異なる (図 3 (b))。すぐばカッタの場合は、歯形勾配誤差は左歯面 $4.9\mu\text{m}$ 、右歯面は $5.1\mu\text{m}$ となり、はすばカッタの場合では、歯形勾配誤差は左歯面 $4.7\mu\text{m}$ 、右歯面は $4.8\mu\text{m}$ となる。いずれも目標値とは異なるため更に調整が必要である。

Fig.3 Calculation results of transition of BBD deviation and profile slope deviations with variations of center distance.
(a)BBD deviation, (b)Profile slope deviation

図4に軸角の変更による BBD 誤差と左右の歯形勾配誤差の変化を，図5にオフセット角の変更による BBD 誤差と左右の歯形勾配誤差の変化を示す．図4 (a) および図5 (a) は，軸間距離の調整を行った後での軸角，およびオフセット角の変更による BBD 誤差の変化を示しており，図4 (b) および図5 (b) は，軸間距離の調整によって変化した歯形勾配誤差に対しての軸角，およびオフセット角の変更による歯形勾配誤差の変化を示している．

Fig.4 Calculation results of transition of BBD deviation and profile slope deviations with variations of shaft angle.
(a)BBD deviation, (b)Profile slope deviation.

Fig.5 Calculation results of transition of BBD deviation and profile slope deviations with variations of offset angle.
(a)BBD deviation (b)Profile slope deviation.

すぐばカッタの場合を考える。図 5 (b) から、オフセット角をマイナス側に変更することで歯形勾配誤差が左右歯面とも目標値に近付いていくことが分かる。しかし、歯形勾配誤差の目標値を満足するオフセット角は左右歯面で異なり、例えばオフセット角を -12° 変更すると左歯面歯形勾配誤差は $1.6\mu\text{m}$ 、右歯面は $-0.9\mu\text{m}$ となるため、オフセット角の変更のみでは目標歯形とならない。図 4 (b) から、すぐばカッタでは軸角を増やすと、左歯面歯形勾配誤差は調整前の値に対してマイナス側、右歯面歯形勾配誤差はプラス側に変化することが分かり、これを利用して調整することになる。しかし、軸角およびオフセット角の変更によって BBD 誤差も変化するため (図 4 (a), 図 5 (a)), 軸間距離の再変更が必要になる。軸間距離を再変更した後は、再び軸角およびオフセット角の変更が必要となる。はすばカッタの場合も同様に、軸角およびオフセット角を同時に変更する必要があるが、軸角およびオフセット角の変更による歯形勾配誤差の変化の傾向がすぐばカッタの場合と異なる (図 4, 図 5)。これらは、BBD と左右それぞれの歯形勾配誤差が目標値になるようにカッタ配置パラメータを変更しようとするとき、それぞれが相互に影響しあうことを考慮する必要がある、かつ個々の場合で変更方法が異なることを示している。

ここではねじれ角と刃付け角の有無のみが異なるカッタでの例を示したが、カッタの歯数などのカッタ諸元や、初期軸角や初期オフセット角などのカッタ初期配置 (設計値)、内歯車の歯数やねじれ角などの内歯車諸元などによって、どのようにカッタ配置パラメータを変化させれば目標の歯形勾配誤差と歯厚が得られるかが異なる。そのため、歯形勾配誤差や BBD 誤差とカッタ配置パラメータの変化量の関係を計算式で表そうとすると、それぞれの場合に依って固有の計算式を作る必要がある。実験計画法などに用いられる多変量回帰式での表現も可能かもしれないが、すべての変数を考慮した回帰式の導出は簡単ではない。このような煩雑さを避けるためには、被加工歯車の左右歯形勾配誤差と歯厚の要求値が得られるカッタ配置パラメータを計算できる汎用的な方法を開発する必要がある。

なお、本研究では加工機が持つ位置決め誤差は含んでいない。しかし、 0.001° および 0.001mm 単位で制御されている現在の一般的な機械では、位置決め誤差は十分に小さく、BBD 誤差や歯形勾配誤差への影響は無視できる。

5. カッタ配置パラメータの計算方法

3 つの要求値 (左歯面歯形勾配誤差, 右歯面歯形勾配誤差, BBD) を満たすように 3 つの配置パラメータ (軸間距離, 軸角, オフセット角) を計算する必要があるが、前述のように配置パラメータをどのように変更して要求値に近づけていくかを一義的に決めることは難しい。そこで本研究では、3 つのパラメータを同時に変更するのではなく、まず BBD の要求値を満たす軸間距離を軸角とオフセット角が一定の条件下で求め、次にその軸間距離のときに左右歯面の歯形勾配誤差を満たす軸角とオフセット角を求める。続いて BBD を再度計算するという 3 段階で計算し、それを数回繰り返すことで BBD と左右歯面の歯形勾配誤差の目標値が得られる配置パラメータを求める方法を提案する。なお、左右歯面の歯形勾配誤差を先に計算してもよいが、歯車生産現場では目標の歯厚になるように軸間距離調整をはじめに行うことが多いため、その慣習にならった計算順序とした。

5・1 計算方法

図 6 に計算のフローチャートを示す。第一段階では、軸角とオフセット角は一定として BBD の要求値を満たす軸間距離を求める。このとき左右の歯形誤差もわずかに変化する場合があるが無視する。第二段階では、軸間距離は第一段階で求めた値とし、軸角とオフセット角をパラメータとして左歯面歯形勾配誤差と右歯面歯形勾配誤差をそれぞれ別々に計算し、それぞれが要求値と一致する曲線を求める。その 2 つの曲線の交点から左歯面、右歯面ともに歯形勾配誤差が要求値を満たす軸角とオフセット角を求める (図 7)。このとき BBD 誤差も変化する場合がある。第三段階で、第一段階で得た軸間距離と第二段階で得た軸角とオフセット角を用いて再度 BBD 誤差を計算する。その BBD 誤差が許容できる範囲に収まっているかを判定し、収まっていなければ第二段階で求めた軸角とオフセット角を使って第一段階からの計算を繰り返すことで 3 つの要求値を満たすカッタ配置パラメータを求める。

Fig.6 Flowchart of calculation for setting parameters.

Fig.7 Schematic diagram of step 2 in calculation for setting parameters.
(Shaft angle and offset angle to match both profile slope deviations of right/left flank to their target values).

5・2 実用法

提案した計算方法はカッタの切れ刃形状が明らかであることを前提としている．一般に，実際のカッタの切れ刃形状はカッターメーカーが開示することはなく使用者側で測定する必要があるが，設備や測定精度などの面で困難であり，使用者が切れ刃形状を知ることが難しいと考えられる．また，著者らは創成通し研削によって作られるテーパカッタの任意の再研削量での切れ刃を計算するプログラムを開発しているが，カッタの製作誤差も含んだ実際の切れ刃形状を知ることまではできていない．提案した計算方法を実用する場合は，あるカッタ配置（例えば設計値や再研削前の配置など）で歯車を加工し，その歯形と BBD の実測値から切れ刃形状を逆算し，その切れ刃形状を使って，要求の歯形勾配誤差と BBD を満たすカッタ配置パラメータを求める必要がある．切れ刃形状があらかじめ分かっている場合は，それを用いればよい．

6. カッタと歯車の干渉確認

カッタの配置パラメータを変更した場合、カッタと内歯車の干渉を確認しなければならない。著者らは、一般に用いられているテーパカッタの歯面を計算し任意の再研削量での切れ刃を求めるプログラムを開発しており、それを応用して干渉確認を行うことができる。あるカッタ配置のときに、カッタ歯面上にある未来の切れ刃（再研削をしたときに現れる切れ刃）が描く軌跡を求め、それと歯車が干渉するかを確認する。干渉の確認は、カッタの切れ刃から得られる包絡線（被加工歯車歯形）を表す関数と、干渉の確認に使用するカッタ歯幅の任意の位置での切れ刃が描く軌跡の包絡線を表す関数とが交点を持つかどうかで判断する（図 8）。

Fig.8 Schematic diagram of collision check.

カッタの歯幅端（切れ刃の反対側）のみ干渉を確認すればよいように思われるが、実際にはカッタ全歯幅間の不特定の位置で干渉が発生する場合がある（図 9）。そのため、干渉の確認はカッタの歯幅全体にわたって行う必要がある。

Fig.9 An example of collision between a gear tooth groove and a cutter

7. 実験

開発したカッタの配置パラメータの計算プログラムの検証実験を行った。まず、カッタ配置パラメータを設計値に合わせ、歯車を加工して得た結果からカッタ切れ刃の形状を計算した。その切れ刃を使って目的の歯形と歯厚が得られるカッタ配置パラメータを計算し、そのカッタ配置で歯車を加工して歯形、歯厚を測定した。これを諸元の異なる 2 種類の歯車について行い、実測と計算の差を比較した。

7・1 加工機および測定機

実験では、カシフジ製 KPS20 型ギヤスカイビング盤（図 10）を使用して内歯車をスカイビング加工した。この機械では、カッタと歯車の位置決めやカッタの送りに使用する直線移動軸は 0.001 mm 単位、カッタ軸と歯車軸

の軸角は 0.001° 単位で制御され、カッタ軸と歯車軸の最高回転数はともに 3000rpm である。加工した歯車の測定にはクリンゲルンベルグ製 P40 型歯車測定機を使用した。この測定機では歯形勾配誤差は $0.1\mu\text{m}$ 単位、BBD は 0.001 mm 単位で計測される。

Fig.10 (a)Kashifuji KPS20 Gear skiving machine used in experiments, (b)Skiving cutter and internal gear during gear skiving.

7・2 加工条件および要求値

表 2 に歯車諸元、表 3 にカッタ諸元、図 11 にカッタ諸元の説明、図 12 に実験に使用したカッタ 1 および 2 の外観、表 4 に加工条件を示す。カッタの準備の都合により諸元は異なるが、表 1 に示したような「はすば歯車とすずばカッタ」、「はすば歯車とはすばカッタ」の組み合わせとした。

Table 2 Gear data.

	Gear 1		Gear 2	
	Left flank	Right flank	Left flank	Right flank
Normal module	1.5		2.0	
Number of teeth	70		60	
Normal pressure angle(deg.)	20.000		20.000	
Helix angle(deg.)	20.000(LH)		15.000(RH)	
Tip diameter(mm)	110.000		120.000	
Reference diameter(mm)	111.739		124.233	
Root diameter(mm)	116.750		129.000	
Base diameter(mm)	104.196		116.254	
BBD(mm)	110.383		120.089	
Ball diameter for BBD(mm)	2.250		2.500	
Normal prof. shift coefficient	0.341		0.000	
Face width(mm)	25.000		18.000	

Table 3 Cutter data.

	Cutter 1 (For gear 1)		Cutter 2 (For gear 2)	
	Left flank	Right flank	Left flank	Right flank
Normal module	1.5		2.0	
Number of teeth	30		40	
Normal pressure angle(deg.)	20.000		20.000	
Helix angle(deg.)	0.000		5.000(RH)	
Tip diameter(mm)	48.350		85.573	
Reference diameter(mm)	45.000		80.306	
Transverse pressure angle(deg.)	20.245		20.624	20.452
Base diameter(mm)	42.220		75.159	75.244
Side relief angle(deg.)	3.000		3.000	
Front relief angle(deg.)	6.980		7.300	
Rake angle(deg.)	5.000		10.000	
Sharpening angle(deg.)	0.000		5.000

Fig.11 Technical terms of cutter dimensions.

Fig.12 Top and side views of cutters used in experiments (a)Cutter 1, (b)Cutter 2.

Table 4 Cutting conditions.

	Cutting conditions for gear 1	Cutting conditions for gear 2
Number of pass	2	3
Cutter speed(m/min)	105 / 105	111 / 111 / 111
Axial feed(mm/w.rev)	0.200 / 0.080	0.370 / 0.370 / 0.050
Depth of cut(mm)	3.075 / 0.300	2.000 / 1.500 / 1.000

w.rev : Workpiece revolution

7・3 初期加工結果

慎重に製作されたカッタであってもわずかな製作誤差は当然ながら無くすることはできない。ここでは，製作誤差がある新品のカッタを用いて歯車を加工する場合に目標の歯形と歯厚を得るようにカッタ配置を変更する場合を想定し，カッタ配置パラメータの初期値はカッタ設計時の配置パラメータとした．表 5 に配置パラメータと調整前の初期加工結果を示す．歯車 1 について，左歯面の歯形勾配誤差は $-0.1\mu\text{m}$ ，右歯面の歯形勾配誤差は $-6.1\mu\text{m}$ ，BBD の誤差は 0.159mm ，歯車 2 については，それぞれ $-2.8\mu\text{m}$ ， $-1.3\mu\text{m}$ ， 0.134mm であった．

Table 5 Results of initial cuttings with default values of setting parameters.

		Gear 1		Gear 2	
		Left flank	Right flank	Left flank	Right flank
Target values	Profile slope deviation(μm)	0.0	-2.0	0.0	0.0
	BBD (mm)	110.383		120.089	
Setting parameters	Center distance (mm)	34.200		21.714	
	Shaft angle (deg.)	20.000		20.010	
	Offset angle (deg.)	0.000		0.000	
Result	Profile curve
	Profile slope deviation(μm)	-0.1	-6.1	-2.8	-1.3
	BBD deviation (mm)	0.159		0.134	

7・4 カッタ配置パラメータ計算

7・3 に示した初期加工の結果を用いて切れ刃形状を計算し、目標の歯形勾配誤差、BBD が得られるカッタ配置パラメータを計算する。表 6 に計算を繰り返した際の軸間距離、軸角、オフセット角の変化と、そのときの左右歯面の歯形勾配誤差、BBD 誤差の計算値の変化を示す。2 巡目の計算で BBD 誤差がカッタ配置パラメータ計算のための許容範囲（ここでは $\pm 0.001\text{mm}$ 、歯車加工における BBD の許容範囲とは異なる）に収まっていることが分かる。一般に、表 2 に示したような歯車では、加工時の BBD 許容範囲は歯形の許容範囲より 1 桁大きいいため、歯形が目標値と等しくなり BBD が計算のための許容範囲内に収まるように計算すれば実用上十分である。ここでは 2 例のみ示すが、他の計算例でも 3 巡目で BBD 誤差が許容範囲に収まることを確認しており、計算の繰り返し回数は少なく済む。歯車 1 と 2 は、ともに歯形勾配誤差を初期加工時の値に対しプラス方向に調整することになったが、軸角とオフセット角の調整方向（増減）が逆になっている。このことは、4・2 と同様に、カッタ諸元が異なれば個別の調整方法の検討が必要であることを表している。

Table 6 Transitions of setting parameters and transitions of BBD deviation and profile slope deviations.

No. of calculation cycle		Default	1	2	3	Target value
Gear 1	Center distance (mm)	34.200	34.124	34.135	34.134	
	Shaft angle (deg.)	20.000	20.770	20.781	20.781	
	Offset angle (deg.)	0.000	4.113	4.152	4.138	
	BBD deviation (mm)	0.159	-0.023	0.001	-0.001	± 0.001
	Left flank profile slope dev. (μm)	-0.1	0.0	0.0	0.0	0.0
	Right flank profile slope dev. (μm)	-6.1	-2.0	-2.0	-2.0	-2.0
Gear 2	Center distance (mm)	21.714	21.644	21.641	21.641	
	Shaft angle (deg.)	20.010	19.572	19.569	19.569	
	Offset angle (deg.)	0.000	-2.005	-2.013	-2.013	
	BBD deviation (mm)	0.134	0.007	0.000	0.000	± 0.001
	Left flank profile slope dev. (μm)	-2.8	0.0	0.0	0.0	0.0
	Right flank profile slope dev. (μm)	-1.3	0.0	0.0	0.0	0.0

7・5 カッタ配置による調整限界の存在

図 13 に、歯車 1 の 3 巡目の計算時のカッタ配置を基準として軸角とオフセット角を変化させた場合の左右の歯形勾配誤差を示す。軸角 20.781° に対し $\pm 2.000^\circ$ 、オフセット角 4.138° に対して $\pm 3.000^\circ$ 、それぞれ変化させても、歯形勾配誤差は左歯面で約 $2.0\mu\text{m}$ 、右歯面で約 $1.5\mu\text{m}$ よりも正の側にはならない。これは、歯形勾配誤差

の調整には調整可能範囲が存在することを示している。目標値がこの範囲の外にあるような場合には、カッタ配置では歯形が調整できず、目標値の変更やカッタ歯面の修整研削や別のカッタへの交換が必要となる。今回の実験で用いた歯車 1 および 2 は左右歯面とも歯形勾配誤差 $0.0\mu\text{m}$ が本来の目標値であったが、歯車 1 は目標値が調整可能範囲外であったため、図 13 に示した範囲内になるように左歯面は $0.0\mu\text{m}$ 、右歯面は $-2.0\mu\text{m}$ に目標値を変更した。歯車 2 の調整限界は、左歯面が約 $+25.0\mu\text{m}$ 、右歯面が約 $+3.0\mu\text{m}$ であったため、本来の目標値のままとした。

この調整可能限界は、カッタと歯車が干渉しないようなカッタ配置パラメータの変更範囲内での検討が必要である。また、限界値はカッタ配置に依存するため、カッタ配置パラメータを変更するたびに確認する必要がある。

Fig.13 Left/right flank profiles of gear 1 calculated with variation of shaft angle and offset angle at a center distance of 34.134mm.

7・6 加工結果

表 7 に、7・4 で求めたカッタ配置を用いて歯車 1 および歯車 2 を加工した結果を示す。歯車 1 について、左歯面の歯形勾配誤差は $1.1\mu\text{m}$ 、右歯面の歯形勾配誤差は $-1.6\mu\text{m}$ 、BBD の誤差は -0.009mm 、歯車 2 は、それぞれ $0.0\mu\text{m}$ 、 $0.6\mu\text{m}$ 、 0.003mm であった。歯車 1、2 とも目標値との差は最大でも $1\mu\text{m}$ 程度であり、提案した方法は精度よくカッタ配置パラメータを計算できると考えられる。

Table 7 Results of cutting with calculated values of setting parameters.

		Gear 1		Gear 2	
Target values	Profile slope deviation(μm)	0.0	-2.0	0.0	0.0
	BBD (mm)	110.383		120.089	
Setting parameters	Center distance (mm)	34.134		21.641	
	Shaft angle (deg.)	20.781		19.569	
	Offset angle (deg.)	4.138		-2.013	
Collision between gear and cutter		No		No	
Result	Profile curve
	Profile slope deviation (μm)	1.1	-1.6	0.0	0.6
	BBD deviation (mm)	-0.009		0.003	

8. 結 言

内歯車のスカイビングにおける歯車の歯形と歯厚の調整について検討した結果,以下のことが明らかになった.

- (1) 歯形および歯厚の調整量とカッタの配置パラメータ (軸間距離, 軸角, オフセット角) の変更量の関係は, カッタ諸元に依存する. そのため, カッタ配置を求める計算式をあらかじめ作っておいて利用する現状の方法では, 個々の場合ごとに計算式が必要となる.
- (2) 開発したアルゴリズムは, 試加工で得た歯形と歯厚の値から目標の歯形と歯厚を得るためのカッタの配置パラメータを, 個別の計算式を作ることなく汎用的に計算できる.
- (3) カッタの配置パラメータによる歯形の調整には調整可能範囲が存在するため注意が必要である.
- (4) 開発した任意の再研量での切れ刃を求めるプログラムを応用し, カッタと歯車の干渉が確認できる.

ギヤスカイビングは加工能率が高いため注目されて実用化が始まっているが, カッタの再研削によって内歯車の歯形が変化するという課題が解決されているとは言い難い. 歯車の歯形が許容範囲から外れる場合には, すくい面再研削の総回数の制限やカッタ歯形の修整研削が行われる場合がある. 本研究で開発した方法を用いれば, それらを行わずにカッタの再研削による歯車の歯形変化に対処することが可能になる.

文 献

池野一広, 大島史洋, 濱田浩太郎, 吉野英弘, 内歯車および外歯車のスカイビング加工の特徴について, 日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT シンポジウム伝動装置講演論文集(2013), pp.208-211.

Litvin, F. L. and Fuentes, A., Gear geometry and applied theory (2004), pp.969-971.

森脇一郎, 中村守正, 廣垣滋, 上田昭夫, 吉原正義, 射場大輔, 歯車歯面のラグランジュ補間モデルについて, 日本機械学会 MPT2013 シンポジウム<伝動装置>講演論文集, No.13-17(2013), pp.298-300.

Nagata, E., Tachikawa, T., Nakahara, Y., Kurita, N., Nakamura, M., Iba, D. and Moriwaki, I., Gear skiving for mass production, The JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, Vol.1(2017), pp.142-147.

立川友和, 中原好寿, 歯車加工方法, 特開 2017-124472 (2017).

瓜生耕一郎, 長船司, 村上隆則, 中村守正, 射場大輔, 船本雅巳, 森脇一郎, 内歯車のスカイビング加工用テーパカッタ設計に関する研究 (ピニオンカッタに用いる台形砥石での創成通し研削によるテーパカッタ), 日本機械学会論文集, Vol.83, No.853(2017), DOI:10.1299/transjsme.17-00156.

References

Ikeno, K., Oshima, F., Hamada, K. and Yoshino, H., Characteristics of Gear skiving of internal and external gears, JSME symposium of Motion and Power Transmissions(2013), pp.208-211(in Japanese).

Litvin, F. L. and Fuentes, A., Gear geometry and applied theory (2004), pp.969-971.

Moriwaki, I., Nakamura, M., Hirogaki, S., Ueda, A., Yoshihara, M. and Iba, D., Model of gear tooth flank using lagrange polynomials, JSME Symposium on Motion and Power Transmission, No.13-17(2013), pp.298-300(in Japanese).

Nagata, E., Tachikawa, T., Nakahara, Y., Kurita, N., Nakamura, M., Iba, D. and Moriwaki, I., Gear skiving for mass production, The JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, Vol.1(2017), pp.142-147.

Tachikawa, T. and Nakahara, Y., A method of gear manufacturing, Japanese patent disclosure 2017-124472(2017).

Uriu, K., Osafune, T., Murakami, T., Nakamura, M., Iba, D., Funamoto, M. and Moriwaki, I., Study on design of taper shaped skiving cutters for internal gears (Taper shaped cutter ground with trapezoidal wheels used for pinion cutter grinding), Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.83, No.853 (2017), DOI:10.1299/transjsme.17-00156.