歯車形工具の研削システムの開発と性能評価に関する研究* (第2報, 研削盤の構成と三次元修整歯面形状の実現)

水野 良^{*1}, 久保 愛三^{*2}
垣野 義昭^{*2}, 浅野 総一郎^{*3}

Development of a Grinding System for Sharpening the Cutter of Gear Shape and Evaluation of its Performance (2nd Report, Construction of Gear Tooth Grinder and Examination of its Principle)

Takashi MIZUNO, Aizoh KUBO,
Yoshiaki KAKINO and So-ichiro ASANO

A grinding machine for involute helical gears is constructed that can generate arbitrarily three-dimensionally corrected tooth flank forms by using a grinding disc without transverse movement. Basic structures such as the coordinate system and the axes of the grinding machine are designed and a new antibacklash speed reducer using involute worm gears is invented to raise the Computer Numerical Control (CNC) performance for synchronous action between the axes for generating tooth flanks. An integrated procedure of action of the computer to simulate the tooth flank form to be generated and that of the actual grinding machine is proposed. This grinding system shows a good performance for achieving the intended three-dimensionally corrected tooth flank form.

Key Words: Gear, Machine Tools, Gear Grinding Machine, Tooth Form Generation, Shaving Cutter Truing

1. 緒 言

トラバース運動を伴わない円盤状砥石によるインボリュート円筒歯車の三次元修整面創成研削法を実現するため, 研削盤ハードウェアの基本構造を検討し, コンピュータシミュレーションと実際の研削作業を統合するシステムを構築することを試みる。まず, 基本となるインボリュートの創成運動をNCで高精度に実現するための新たなアイデアのノーバックラッシュ減速機構を考案した。これを用いて歯車研削盤を開発した。この研削盤で実際の歯面研削加工を行い, 前報で幾何学的基礎を与えた三次元歯面形状の創成原理によって, 目的とする三次元修整歯面形状がどの程度の精度で実現できるかを検討する。

2. 歯車研削盤の基本構造と制御軸

図1は, 前報で幾何学的解析に用いた座標系を示す。インボリュートの創成は可動座標系 $\xi\eta\zeta$ の ξ 軸回りの回転運動 θ_A と, この座標系自体の ζ 軸方向の直線運動 ζ_{st} との同期により実現される⁽¹⁾。図2は, こ

の座標系における運動をハードウェア的に実現するために採用した歯車研削盤の座標系を示す。歯車研削盤は一般の工作機械と異なり, 多くの複雑な制御軸を持つため, 一般的な軸の名称を用いることが困難なので, ここでは以下のように名付ける。

研削盤全体に対する座標原点 O_M から, Z 軸をインボリュート創成のための座標系 $\xi\eta\zeta$ のワーク歯車直

図1 幾何学的考察時の座標系

* 原稿受付 平成4年8月13日。

^{*1} 正員, 大阪精密機械(株) (〒577 東大阪市御厨 730-2)。

^{*2} 正員, 京都大学工学部 (〒606 京都市左京区吉田本町)。

^{*3} (株)浅野歯車工作所 (〒589 大坂狭山市東池尻 4)。

進運動軸とに平行に取る。Y 軸は上方に、X 軸はオペレータから見て右手方向を正に取る。したがって、 ξ, η, ζ 座標系は XZ 面上に ξ, ζ 面をもち、X, Y, Z 軸におおの平行な ξ, η, ζ 軸を持つことになる。Z 軸方向 (ζ 軸方向) の往復運動とその動きの上にある ξ 軸回りの回転運動 (A 軸) を同期させることにより、インボリュート曲線が創成される。

機械構造は、①滑り面の多層化をできるだけ避けた単純化、②運動する各軸の可能な限りのノーバックラッシュ化、③高剛性化、低摩擦化、を主眼にして以下のように構成した。すなわち、Y 軸回りに回転する XZ 面に垂直な面 G_B を作り (この回転運動を B 軸と名付ける)、その上に一つの固定点 G_D を考える。面 G_B に平行なオフセット面 G_C を考え、 G_C 面内で G_D を通る水平軸回りに砥石ヘッドの旋回軸をおいて、これを D 軸と名付ける。砥石軸の延長に砥石整形用のダイヤモンドドレッサーを動かす W, V 軸をおく。

図3は実際の研削盤の構造と制御軸を示したものである。↓は対応する軸のアクチュエータを示す。A 軸はワーク歯車にインボリュート曲線の歯形を創成するため、Z 軸の直進運動と同期する往復回転運動を行う重要な軸である。従来はこの軸の高速の同期運動を NC により正確に行うことは極めて困難であったが、近年の NC 技術の進歩はそれを可能にした⁽²⁾⁽³⁾。ここに開発する機械では、高速同期運動を高精度の機械動作として実現するため、A 軸の軸受には静圧軸受を採用する。また、Z 軸の駆動にも一切の歯車を廃してサーボモータと送りネジを直結し、駆動系を簡素化し、直線ガイドには対向形に静圧を与えて低摩擦化をはかり、微小切り込みを可能とする。A 軸端にはロータリエンコーダを、Z 軸にはリニアスケールをとりつけ、両者ともにクローズドループ制御とし、同期運動を2軸サーボで実現する。これによりインボリュート創成に必要な転がり円盤が不要となり、また、バイアス修

整などに必要な種々の非直線同期も容易に実現できる。1 枚の歯面の研削が終わると次の歯面を割り出す必要があるが、これも、割り出し円盤を用いずに A 軸の NC で行う。

円盤状砥石の研削有効面の整形は、V, W の2軸の補間運動で実現し、コンピュータシミュレーション結果を直接入力データとして砥石の整形が可能となるようにする。

Y 軸の運動は、可動座標系 ξ, η, ζ の η 軸の運動であり、異なるサイズのワーク歯車を適切な位置にセットするための制御を行う。D 軸の運動は歯形の圧力角と砥石の研削有効面のツルーイング角度に対応して砥石軸の設定角度を変更する。B 軸の運動は歯車のねじれ角の変更に対応する。X 軸の動きは可動座標系 ξ, η, ζ の ξ 軸の動きに対応し、ワーク歯車の歯幅が変更され、ねじれ角が B 軸で変更された後、砥石系を所定の加工位置まで移動する。

すべての軸には、指令値、検出の分解能とも 0.0001 deg. のロータリエンコーダあるいは 0.1 μm のリニアスケールをとりつけて位置制御する。Y, D, B, X 軸はセットされた後、位置が確認され、固定される。V, W 軸は研削作業中は停止している。

3. ノーバックラッシュ減速機構

現在存在するサーボモータの最小分解能は、まだ A 軸の往復回転運動で要求される精度のインボリュート

図2 研削盤に採用した座標系

図3 研削盤外観模式図と制御軸

曲線を創成できるレベルに達していないため、A 軸の駆動には大きな速比の減速機構を必要とする。種々のノーバックラッシュ機構のうちで⁽⁴⁾、通常、高い減速比を必要とする場合に採用されるウォーム減速機構には大きなバックラッシュが避けられず、サーボ系には不利となる。ノーバックラッシュウォーム減速機構としては、従来、複リードのウォームとウォームホイールの組合せや、ダブルウォームとウォームホイールの組合せなどの方法が採用されるが、構造が複雑で高価になり、また駆動抵抗が大きいなどの問題がある。

この問題を解決する減速機構として、ノーバックラッシュ・インボリュートウォーム減速機を考案した。図4(a)はこの機構の原理であるウォームとホイールのかみ合い状態を示したものである⁽⁵⁾。インボリュートウォームの歯面の接触点は、ホイール軸に垂直でウォームの基礎円筒に接する面内に存在する。歯面の接触点はウォーム軸を含む面内に存在しないので、ホイールを歯幅方向に中央で(ウォーム軸を含む面で)2分割しても、そのかみ合い性能に何等の影響を与えることはない。したがって、このようにホイールを歯幅方向に2分割して、バックラッシュを除去するよう相互にねじった構造のウォーム減速機構が可能となる。このようにした場合、ウォームホイールの右歯面、左歯面の歯当りは図4(b)のようになるはずである。図5は、この2分割ホイールのインボリュートウォーム減速機構における接触点の軌跡としての歯当たりをホイール歯面上で観察した結果を示したものである。予想された通りの歯当たりが認められ、理論的に予測していた機構の正しさが確認できる。この構造の減速機構は、最大でも、ホイールの単一ピッチ誤差の最大値と最小値の差に相当するバックラッシュしか持たない。

図4 ノーバックラッシュ・インボリュートウォーム減速機の構造と歯当たり

い。この機構で用いるホイールは現在最も高精度の加工が可能であるインボリュート平歯車であり、また、その製作費用も比較的安価である。

図6(a)は、このインボリュートウォーム減速機構を持つA軸の角度伝達精度を確認するため、A軸の駆動ウォームの4回転往復について、A軸の角度位置がスケールフィードバックなしでどの程度正確に設定できるかを検査した結果を示している。ウォームの左

図5 インボリュートウォームホイールの歯当たり観察結果

(a)

(b)

図6 Z軸駆動のインボリュートウォーム減速機の伝達誤差とバックラッシュ

回転, 右回転に対応する上下2本の曲線間の距離がバックラッシュであり, これはウォームの回転角度の各位置で異なっている。ここで計測されているバックラッシュには, ウォーム, ウォームホイール歯面間のすき間のみならず, 機械各部のがたも影響しており, その量はホイール回転角で約19 sec., 歯面間のすき間に換算して $9.1\text{ }\mu\text{m}$ である。これは通常のウォーム減速機のそれより1けた以上小さい。曲線上の凸凹の原因としては, ウォームのリードの酔歩が第一に考えられ, ウォーム, ウォームホイールの歯面形状精度の影響が第2であると思われる。それが角度伝達精度に及ぼす影響は, ウォーム1回転について12 sec., 歯面間のすき間に換算して $5.7\text{ }\mu\text{m}$ である。インボリュートウォーム減速機の採用の効果として, このようにA軸の角度伝達の非線形性をかなり小さく納めることができた。図6(b)はスケールフィードバックを与えてクローズドループ制御とした場合について, A軸の角度位置の精度を, 駆動ウォームの1往復について示した結果である。位置設定の誤差は指令値の1ディジットに対応する0.3 sec., 歯面間のすき間に換算して $0.14\text{ }\mu\text{m}$ 以内に納まっており, いままでの対策の効果がよく現れている。

4. 割り出し機構と同期

A軸はインボリュート創成のための同期往復回転運動と一歯ごとの割り出しの二つの目的に使用される。前者のNCの精度は歯面形状誤差を左右し, 後者のNCの精度は歯車のピッチ精度を決定する。歯車の歯数は一般にA軸のスケールの最小分割の整数倍には一致しないので, 割り出しはこのスケールの最小分割に対応する誤差を持つことになる。A軸は, 歯面の創成研削運動と割り出しルーチン作業を歯数回繰返さなければならないので, ある歯の割り出しを行って歯面の創成研削を行った後, 1ピッチ分進んで次の研削すべき歯面が割り出されるインクリメンタル制御を用いたのでは, 研削すべき歯面の進行にともない上述のスケールの最小分割の誤差が累積して行く。歯車の歯数が多い場合にはこの誤差の累積量は無視し得ないものである。そこでA軸の制御は最初の一歯を研削するとき角度の原点を設定し, その後の歯面の創成研削運動と割り出しに必要な角度情報には, すべてこの原点からの数値を用いるアブソリュート座標系による制御を行う。

図7は, A軸とZ軸の同期試験の結果を, A軸20 deg., Z軸20 mmのストロークについて示したものである。横軸はZ軸の値で, 作用線上の距離と考えて

もよい。縦軸は同期誤差を作用線上の歯面の位置誤差, すなわち創成される歯面形状の法線方向の誤差量に変換したものである。図7(a)は, 同期速度を1 mm/secとして, クローズドループ制御を行った場合である。最大誤差量でも $0.5\text{ }\mu\text{m}$ 程度に納まっており, 極めて高精度のインボリュート創成がNCで実現されていることが認められる。図7(b)は, 同期速度を20 mm/secとあげた場合である。最大誤差量は $1.6\text{ }\mu\text{m}$ 程度になるが, 多くの実用の場合にはこの程度の精度で十分なことが多い。

図7(c)以降は, スケールフィードバックをはずしセミクローズドループ制御とした場合である。図7(c)は図7(b)と同じ20 mm/secの同期速度の場合であるが, ストロークの端で $3\text{ }\mu\text{m}$ 弱の誤差が生じたものの, そのほかの部分では $1.4\text{ }\mu\text{m}$ 程度に納まっている。図7(d)は同期速度が50 mm/secの場合, 図7(e)は100 mm/secの場合である。同期速度が100 mm/secの場合でも $2\text{ }\mu\text{m}$ 程度の誤差に納まっており, 十分実用になる精度と考えられる。すなわち, 高速で粗研削をし, 要求される仕上げ精度が高い場合にはその後クローズドループ制御を行って, 高精度の仕上げ研削を行う使用法が可能となる。

同期速度100 mm/secを与えて図7(e)のような良好な同期精度が得られたのは, NCの位置ループゲインを 100 sec^{-1} と大きく設定した効果によるところが大きいのと思われる。ゲインを小さくするとゲインの低下に伴い同期精度はこれより悪くなる。ゲインを 100 sec^{-1} と大きく設定できたのは, A軸のバックラッシュやヒステリシスを小さく抑えることのできた結果であって, これには新たに考案したノーバックラッ

図7 A-Z軸の同期の精度

シュインボリウトウォーム減速機が大きな効果を発揮しているものと考えられる。

5. 歯面形状実現のシステム

本研究で提案する歯車研削システムを動かすためには、コンピュータシミュレーションと実際の研削加工作業が、有機的に結合しなくてはならない。図8はこれを実現するための一つの構成を提案したものであり、被加工歯車の諸元と目標とする修整歯面形状が与えられたときに、研削加工を実行する手順を示している。フローチャートの上半分がシミュレーションを担当する部分であり、下半分が実際の研削作業を行う部分である。

歯車ならびに砥石の諸元が与えられると、前報でその幾何学的原理を説明したように被加工歯車の仕上がり歯形をコンピュータシミュレーションし、目標とする歯面形状を得ることのできるマシンセッティング量が明らかになる。ついで、それにより、マシンセッティング、砥石のツルーイングを行い、研削を実行する。加工された歯車の歯面形状を測定すると、主として研削時における砥石の弾性変形や機械動作の指令値からの

ずれのために、仕上がり歯形は目標とする歯面形状から何がしか狂ったものになる。その差を誤差曲面の形、すなわち歯面の目標形状と現実の歯面との差を作用面上の各位置における正面法線方向の量としてコンピュータに取込み、これを零にするために、圧力角の狂いについては転がり円半径 r_p を、パイアスの狂いについては ξ_{st} と θ_A の関係を、正面歯形の狂いについては砥石研削有効面のマイクロ形状を修正する。その修正量の決定には、上述と同じコンピュータシミュレーションのルーチンを使用する。修正量が決定されれば、再度歯車を研削する。この作業を繰返し行うことで、目標とする歯面形状に歯車を研削仕上げすることが可能となる。

6. 実験的検証

円盤状砥石は、外径 746 mm の WA 砥石であり、回転数 853 rpm (砥石周速 2 000 m/min) で用いた。図9 (a) は、 $m=2.25$ mm, $\alpha=17.5$ deg., $\beta_0=31.9633$ deg., $Z=33$, $b=17$ mm のインボリュートはすば歯車について、目的とする三次元修整を施した歯面の一例を誤差曲面で示している。この歯面形状は、歯先における歯筋は直線であるが歯元に近づくにしたがってクラウ

図8 EWSと統合した歯車研削システムの動作の流れ

図9 クラウニングを持つパイアス歯面の加工目的形状 (シミュレーション結果) と研削結果

ニングを持ち、歯形が中凸形で圧力角が歯幅方向の各位置で異なるバイアス歯面である。開発した研削盤で図9(a)の歯面形状を狙って、粗研削の後、砥石の摩耗の影響などを除去するため研削有効面のマイクロ形状を修正する補正ツルーイングを行い、仕上げ研削を行った。

図9(b)は、加工された歯面の歯形、歯筋形状の内から、歯幅方向、歯丈方向、各3断面の結果を、目標形状と比較したものである。歯形は目標とするものから最大 $3.5\mu\text{m}$ 程度の誤差に納まっている。歯筋は、一端では歯形と同程度の精度に仕上がっているが、ほかの一端では $17\mu\text{m}$ ほど目標とするものからずれている。

本来、この加工が意図どおりに行われるには、図8のすべての項目が誤差なしに動かねばならない。しかし実際には、歯面研削 **Grinding** とその後に行う歯面形状の測定 **Mesurement of 3 dimensional shape of tooth flank** とが、ハードウェア的に別個の動作にならざるを得ない物理的制約がある。現状の研削盤では、ワーク歯車の着脱なしに研削と同一のNCを用いて仕上り歯面形状の測定を行う、いわゆるオンザマシン計測が可能な状態になっていないため、このステップにおいてワーク歯車の着脱に伴う誤差が入ってしまう。したがって、この測定結果を用いて砥石の研削有効面のマイクロ形状を補正ツルーイングしても、再研削時のワーク歯車の取付け誤差の分だけ、図8の統合動作が不完全になってしまう問題がある。しかし、図9(b)をみると、得られた歯面の三次元形状は目標とするものにかかなり近いということが出来る。

図10は、研削後のピッチ誤差測定結果を横軸に歯番号をとって示したものである。上段は隣接ピッチ誤差、中段は単一ピッチ誤差、下段は累積ピッチ誤差を示す。隣接ピッチ誤差は $2.1\mu\text{m}$ 、単一ピッチ誤差は $1.6\mu\text{m}$ 、累積ピッチ誤差は $3.6\mu\text{m}$ の精度が得られており、特に累積ピッチ誤差の少なさに、A軸の割出しにアプ

図10 ピッチ精度の例

ゾリュート座標系を用いた効果がよく現れている。

図11は、誤差のないインポリュートヘリコイド歯面や、正負の圧力角誤差・ねじれ角誤差の組合せを持つ種々の歯面を、誤差曲面の形で示したものである。これらを目標歯面形状とし、どの程度の精度でそれが実現できるかを検討した。対象としたのは、 $m=3.1\text{ mm}$, $\alpha=24\text{ deg.}$, $\beta_0=35.00\text{ deg.}$, $Z=26$, $b=24.0\text{ mm}$ のはずば歯車である。5例すべての場合について、砥石の研削有効面の補正ツルーイングを伴う修正仕上げ研削を2, 3回行うことにより、目標とする歯面形状に十分近いものを得ることができた。図12は、その結果の一例として、図11(d)の歯面形状の目標値と実際に得られた結果を、歯幅方向3断面の歯形曲線と、歯丈方向の三つの高さでの歯筋曲線で示したものである。目標とする歯面形状と実際に得られた歯面形状の誤差は $\pm 2\mu\text{m}$ 以内に納まっており、本研究で提案した三次元修整歯面の創成研削法の基本的原理、それを

図11 誤差曲面で表した、圧力角誤差とねじれ角誤差を持つ種々の加工目標歯面形状

図12 指示した歯形、歯筋形状と研削結果の比較

実現するための研削盤の構成, ならびに, データ処理・手順の正しさが実証された。

7. 結 言

トラバース運動を伴わない円盤状砥石を用いたインボリュート円筒歯車の創成研削によって, 所定の三次元修整歯面形状を実現する幾何学的原理を実証するため, マシンセッティング量の決定を行うコンピュータシミュレーションと実際の研削加工作業を行うハードウェアとを有機的に結合する一つの歯車研削システムを提案し, それを実現する新たな歯車研削盤を試作した。この研削盤においてインボリュート歯形を高精度に創成する全 NC 同期装置を実現するため, インボリュートウォームとかみ合わせるインボリュート平歯車を歯幅方向に2分割して相対的にねじり, バックラッシュを除去するノーバックラッシュ減速機構を考案し

た。開発した研削盤を用いて, 所定の三次元修整歯面形状が実現できるかを実験的に検討した結果, 目標とする修整歯面形状に十分近い, 良好な仕上がり歯面の得られることが確認され, 提案している研削法の正しさが実証された。

文 献

- (1) MAAG-TASCHENBUCH 2te erweiterte u. ergänzte Auflage, (1985), 477-480, MAAG-Zahnräder AG.
- (2) 三菱電機 MELDAS 330M カタログ.
- (3) Hashitani, M., ほか2名, A Study of Hard Gear Shaving for Mass Production Line, *Proc. JSME-MPT'91 Conf.*, (1991), 192-196.
- (4) 日本機械学会研究協力部会 RC-97 研究成果報告書 (1992), 217-230.
- (5) 両角, 歯車の基礎と応用(工業技術全書), (1962), 70-79, 誠文堂新光社.