波動歯車装置を内在する位置決め機構に対する 高速高精度制御系設計の研究と製品開発*

Research and Development of Fast and Precision Controller Design for Positioning Devices with Strain Wave Gearing

岩崎 誠** 山元純文*** 沖津良史†
Makoto IWASAKI, Masafumi YAMAMOTO and Yoshifumi OKITSU

Key words

strain wave gearing, fast and precision positioning, angular transmission error, vibration suppression

1. はじめに

波動歯車装置はその機構や特性の優位性から、産業用ロボットなど多様な産業用機器に広く使用されており、多くはわが国のメーカーが世界屈指のシェアを占める、極めて競争力の高い機械要素部品である。しかし、波動歯車装置には、歯車構造や加工誤差などに起因するヒステリシスを伴う非線形ばね特性、非線形摩擦、角度伝達誤差が存在する¹⁾ため、サーボモータを含めた位置決め機構に組み込まれた場合、出力軸の位置決め整定誤差や加減速中の機構振動が発生し、高速高精度な制御性能を低下させる。これらの課題を含め、多様な制御仕様を“波動歯車装置を内在する位置決め機構に特化した精密サーボ技術の開発”によって解決することを本研究開発の目的とし、以下の要素技術開発を展開した。

- ・波動歯車装置が有する非線形なばね・摩擦・角度伝達特性に対して、ヒステリシスを考慮した非線形弾性モデルを導入¹⁾し、そのモデルパラメータ同定手法も併せたモデル化技術と高精度シミュレータを構築した。
- ・機構振動抑制も併せて考慮した高速高精度位置決め性能の実現法として、非線形モデルベースのフィードフォワード補償^{1)~3)}、厳密な線形化手法による非線形補償⁴⁾、適応フィルタ⁵⁾や H_∞ 制御によるロバスト制御系設計⁶⁾を開発した。
- ・上記提案制御アルゴリズムに対して、所望の制御仕様（高速・高精度・制振性能）を満足する設計を、遺伝的アルゴリズムによる制御パラメータの最適化⁷⁾として実現し、実製品には“オートチューニング機能”として搭載した。

これらの提案制御系の設計アプローチは、波動歯車装置

の非線形特性に起因する位置決め高速応答・高精度・機構制振性能の劣化といった実践的な課題を、高精度モデリングとモデルベース・ロバスト補償器設計によって解決可能とする、学理に即した方法論の展開と実証であり、産業応用として極めて実用性の高いものである。本提案技術の多くは、参考文献に挙げているように、学術誌、会議資料、国内外の特許等で公表されているとともに、実機評価および製品実装を経て、波動歯車装置内蔵の AC サーボモータ（以下、アクチュエータ）とサーボドライバとして実用化・市場展開した。

本稿では、角度伝達誤差の精密モデリングとそのモデルに基づくフィードフォワードおよびフィードバック補償、実製品におけるオートチューニング機能について概説したい。

2. 角度伝達誤差と位置決め制御系

波動歯車装置は、図 1 のように薄肉の外歯車であるフレクスプライン（FS）を楕円状の波動発生器ウェーブジェネレータ（WG）により変形させ、FS と歯数の異なる厚肉の内歯車であるサーキュラ・スプライン（CS）と噛み合わせることによって、1 段で高い減速比の実現が可能な減速機である⁸⁾。減速機を含む位置決め機構に対して、モータ軸にエンコーダを設置し、負荷軸を制御するセミクロズド制御系を構成することが多い。しかし、波動歯車装置には歯車加工精度に起因して回転に同期する“回転同期成分”や、FS の非線形な弾性変形に起因する“非線形弾性変形成分”などの角度伝達誤差が存在し、位置決め整定精度低下の原因となる。さらに、角度伝達誤差はモータ・負

図 1 波動歯車装置の構成

*原稿受付 平成 30 年 11 月 20 日

**正 会 員 名古屋工業大学（名古屋市昭和区御器所町）

***正 会 員 （株）ハーモニック・ドライブ・システムズ（長野県安曇野市穂高牧 1856-1）

†（株）ハーモニック・ドライブ・システムズ（長野県安曇野市穂高牧 1856-1）

図2 角度伝達誤差モータ回転同期成分の実機とモデル波形比較

図4 非線形弾性変形成分モデル

図3 角度伝達誤差非線形弾性変形成分のヒステリシス特性

図5 角度伝達誤差非線形弾性変形成分のヒステリシス特性の実機とモデル応答比較

荷軸およびその相対速度の高調波による周期性位置誤差であるため、その周波数と機構共振周波数が一致すると、加減速中に共振振動を励起する⁵⁾。この共振振動は、特に慣性比が大きい制御対象では低い周波数で顕著に現れるため、ロボット教示動作をはじめとする低速駆動時には、高性能な振動抑制制御が要求される。

2.1 角度伝達誤差のモデル化

ここでは、角度伝達誤差のモータ回転同期成分 $\theta_{Sync}(\theta_M)$ と非線形弾性変形成分 θ_{Hys} を扱う⁴⁾。

モータ回転同期成分は、モータ軸角度 θ_M に対する高調波次数成分の振幅 A_M と位相 ϕ_M により、次式でモデル化される。

$$\theta_{Sync}(\theta_M) = \sum_{i=1}^{n_M} A_M(i) \cos(i\theta_M + \phi_M(i)) \quad (1)$$

実機モータ回転同期成分波形（実線）とモデル波形（破線）の一例を、モータ軸角度3周期分について図2に示す¹⁾。図より、モデルは実機波形をよく再現できている。

一方、非線形弾性変形成分は、回転方向が反転した際に波動歯車装置中のFSの変形により発生する¹⁾。そこで、非線形弾性変形成分のモデル化を、回転方向反転を伴う動作として極低周波数の正弦波駆動により行った。具体的には、モータ軸角度で5~180 degの6段階の振幅に対して、慣性力の影響および動的ねじれ現象を排除すべく、周波数0.05 Hzの正弦波状位置指令を与えた。図3は、横軸をモータ軸角度、縦軸を角度伝達誤差としたリサージュ図形

を、6段階の振幅に対してすべて重ね描きしたものである。図から、角度伝達誤差はモータ軸角度に依存するヒステリシスを有しているものの、回転方向反転時のヒステリシス曲線の傾きは正弦波振幅に依存せず一定である。この特性は、横軸をモータ角度、縦軸を外乱力とした場合の、ヒステリシスを有する転がり摩擦特性に共通するところが大きい。そこで、転がり摩擦モデル⁹⁾を参考に、非線形弾性変形成分をFSの弾性変形による非線形モデルで表現する。ここでは、図4のように、①モータ軸角度 θ_M とモータ回転方向に依存して角度伝達誤差が変化する、②回転方向反転にともない角度伝達誤差が非線形に変化する非定常領域 θ_r が存在する、③非定常領域内ではヒステリシスを形成する、ものとして数学モデリングを試みた。図5は、図3と同様のモータ軸角度180および5 degの正弦波状の指令を与えた際の角度伝達誤差応答の比較であり、実線で実機応答、破線で前述で同定したモータ回転同期成分モデルと本非線形弾性変形成分モデルの和による応答を重ねて示している。図より、正弦波振幅によらず、高精度な実機再現性が得られている。

2.2 角度伝達誤差のモデルベース補償による高精度位置決め制御

図6に、角度伝達誤差に起因する位置決め整定精度改善を目的とした、前節でモデル化した θ_{Sync} と θ_{Hys} によるフィードフォワード補償を併用した位置決め制御系ブロック線図を示す²⁾。本位置決め制御系に対して、図2の同期成分波形が毎回ずれる振幅の位置決め応答を240回繰り返

図6 角度伝達誤差フィードフォワード補償を併用した位置決め制御系

図7 位置決め整定付近のモータ軸角度応答 左 (a) 角度伝達誤差補償なし 右 (b) 同期および弾性変形成分補償あり

す、イン칭動作に対する位置決め整定特性を検証した。図7および図8に、位置決め整定付近のモータおよび負荷軸角度応答を、負荷軸角度換算 (arc-sec) で240回重ね描きした波形をそれぞれ示す。両図(a)より、角度伝達誤差補償なしの場合、モータ軸角度は目標値にすべて整定しているものの、負荷軸角度は角度伝達誤差の同期成分によるばらつき (振幅約50 arc-sec) のみならず、オーバーシュート応答による非線形弾性変形成分によるばらつきも重畳し、約110 arc-secの整定精度低下が発生している。一方、図6による角度伝達誤差補償の結果、図7(b)および図8(d)から、モータ軸角度に補償角度を重畳させた結果、負荷軸角度の整定ばらつきは 3σ 値で約60%の低減が実現されている。

2.3 H_∞ 制御系設計による機構振動抑制

波動歯車装置を内在する産業用ロボットの関節駆動系などは、一般に図9に示されるモータ慣性 J_m ・減速機剛性 K_g ・負荷慣性 J_l による2慣性共振振動系で表現可能である³⁾。その場合、図中のモータ・負荷軸間のねじれ角度 $(\theta_m/N - \theta_l)$ に対する角度外乱としての同期成分 θ_{sync} は、前述のようにモータ速度の高調波成分として定義されているので、その周波数と機構共振周波数が一致すると、共振振動励起の原因となる。図10は、図9の θ_{sync} から θ_l までの伝達関数ゲイン特性の一例であり、この場合、角度伝達誤差の周波数 f_{sync} が約100 Hzとなる負荷速度の条件 (本供試システムでは、具体的に減速比 $N=50$ 、同期成分次数 $i=2$ であるため、 $f_{sync} \approx 100 = 2 \times 50$ Hzでモータ速

図8 位置決め整定付近の負荷軸角度応答 左上 (a) 角度伝達誤差補償なし 右上 (b) 同期成分のみ補償 左下 (c) 弾性変形成分のみ補償 右下 (d) 同期および弾性変形成分補償あり

図9 セミクローズド制御系のブロック線図

図10 角度伝達誤差から負荷角度までの周波数ゲイン特性

度は $50 \times 60 = 3000$ rpm となり、負荷速度は $3000 \div 50 = 60$ rpm と計算される) 付近で、機構振動が最大となる。図11は、モータ速度を3.6 rpm/s (加速) および18 rpm/s (減速) で加減速させた場合の、(a) 負荷速度応答および (b) 負荷位置の振動成分である。図から、上記 f_{sync} 条件である負荷速度60 rpmを通過する際、角度伝達誤差に起因する機構振動が顕著に励起されていることが明確である。

このような機構振動現象に対して、筆者らは厳密な線形化手法⁴⁾や適応フィルタ⁵⁾による振動抑制手法を提案して

図 11 一定加減速度実験の応答結果

図 12 角度伝達誤差から負荷位置までの周波数特性比較

きたが、ここでは図 10 の伝達特性を陽に周波数整形する方法として、 H_∞ 制御系設計による振動抑制⁶⁾の結果を紹介する。この場合、負荷角度をフィードバックするフルクロード制御系に対して H_∞ 補償器を設計し、角度伝達誤差から負荷角度までの周波数特性整形を試みた。図 12 は、セミクロード制御系、フルクロード制御系、および H_∞ 制御系による周波数特性である。 H_∞ 補償器設計により、100 Hz 付近のゲインを有効に低減できている。図 13 に、各制御系に対して図 11 と同等の一定加減速実験を行った場合の応答比較を示す。フルクロード制御系の場合、図 12 に対応してセミクロード制御系に比して振動成分は少ないものの、提案の H_∞ 制御系では振動成分を大幅に減少させることができており、この場合には振動振幅で約 65% の低減が実現されている。

以上のほかにも、さらなる高速高精度化を狙うために、センサの種類（角度、加速度、トルクなど）や配置（セミクロード、フルクロード、さらにセンサレス化も含めて）に関わるセンサフュージョン、制御系と機構系の同時設計など、今後も多面的な技術課題に取り組む予定である。

3. アクチュエータとサーボドライバの市場展開

波動歯車装置を内在した位置決め機構を有するさまざまな産業用機器には、一般に高い加工生産性や高精度性が要求されるため、各種非線形要素の補償、機構振動の抑制、

(a) 負荷速度応答

(b) 負荷位置振動成分

図 14 実用化したアクチュエータとサーボドライバ

機械設置環境・製品個体差や経年・経時変化による特性変動や外乱に対するロバスト・適応性能を具備した高速高精度制御系の構築が必須である。本研究開発による製品実用化に際しては、モータ・ドライバの高トルク化や小型化の実現のみならず、前章で紹介した精密モデルベースのフィードフォワード補償などによって、多様な要求制御仕様を満足させることを目標とした。さらに、サーボドライバにオートチューニング機能を導入することで、サーボパラメータ調整に対する省力化と調整者間のばらつき低減、操作性・メンテナンス性の向上をそれぞれ実現している。

図 14 に、実用化・市場展開したアクチュエータとサーボドライバを示す。サーボドライバに搭載されている機能の代表として、負荷慣性自動同定によるサーボパラメータ（フィードバックおよびフィードフォワード補償）のオー

(a) オートチューニング前の応答波形

(b) オートチューニング後の応答波形

(c) オートチューニングおよび
フィードフォワード補償併用の応答波形

図 15 オートチューニング機能による位置決め応答波形

トチューニングが挙げられる。図 15 に、台形波状のモータ軸角度指令に対して、(a) オートチューニング前のフィードバック補償のみによる応答波形、(b) オートチューニング後のフィードバック補償のみによる応答波形、(c) オートチューニング後のフィードフォワード補償を併用した応答波形、をそれぞれ示す。オートチューニングにより、未知の負荷慣性に対しても応答遅れや振動のないサーボ制御が実現されている。

4. お わ り に

本研究開発は、長期かつ密な産学連携共同研究に基づき、大学側で新しい高速高精度位置決め制御技術の提案と供試装置による有効性検証を、企業側で製品実機への制御系実装を伴う製品開発への展開をそれぞれ行ったもので、実践的な産業応用に資する製品開発・研究を重ねてきたものである。本件に関連する技術は、参考文献にも一部を列

挙したように、『精密工学会誌』、各種国内・国際会議、国内外の特許等で公表され、当該分野の学術進展にも貢献がなされている。さらに、本技術開発の内容は国際会議の基調講演などでも幅広く紹介されており、わが国の当該研究分野のプレゼンスを高めている。

参 考 文 献

- 1) 山元純文, 岩崎誠, 沖津良史, 佐々木浩三, 矢島敏男: 波動歯車装置の角度伝達誤差に対するモデル化と補償 (第 1 報) —非線形要素を考慮した精密モデリング—, 精密工学会誌, **76**, 10 (2010) 1206-1211.
- 2) M. Iwasaki, M. Yamamoto, H. Hirai, Y. Okitsu, K. Sasaki and T. Yajima: Modeling and Compensation for Angular Transmission Error of Harmonic Drive Gearing in High Precision Positioning, Proc. of IEEE/ASME AIM (2009) 662-667.
- 3) M. Yamamoto, M. Iwasaki, M. Kainuma, Y. Okitsu, K. Yuki, K. Sasaki and T. Yajima: Compensation for Synchronous Component of Angular Transmission Errors in Harmonic Drive Gearing, Proc. of IEEE AMC (2010) 361-365.
- 4) 岩崎誠, 飼沼諒, 山元純文, 沖津良史: 波動歯車装置を含む位置決め機構の厳密な線形化手法による非線形補償, 精密工学会誌, **78**, 7 (2012) 624-630.
- 5) 岩崎誠, 中村紘之: 波動歯車の角度伝達誤差に起因する共振振動の可変ノッチフィルタによる制振制御, 精密工学会誌, **78**, 10 (2012) 887-893.
- 6) 村上健太, 岩崎誠, 山元純文, 沖津良史: 角度伝達誤差に起因する機構振動の H_{∞} 制御による制振制御, 電気学会産業応用部門大会 No. 2-21 (2016) II-147-150.
- 7) M. Yamamoto, Y. Okitsu and M. Iwasaki: GA-Based Auto-Tuning of Vibration Suppression Controller for Positioning Devices with Strain Wave Gearing, Proc. of IEEE ICM (2015) 610-615.
- 8) 波動歯車装置の原理, http://www.hds.co.jp/products/hd_theory/
- 9) 小泉忠由, 黒田修: ころがり摩擦作用下の減衰振動の解析—摩擦係力が変位に依存する場合—, トライボロジスト, **35**, 6 (1990) 435-439.

岩崎 誠

1991 年名古屋工業大学大学院工学研究科電気情報工学専攻博士後期課程修了, 工学博士。現在, 名古屋工業大学大学院電気・機械工学専攻教授。

山元純文

2009 年 3 月名古屋工業大学大学院博士後期課程修了, 工学博士。2010 年 4 月(株)ハーモニック・ドライブ・システムズ入社。現在, 開発・技術本部 MT 開発部 ドライブ開発グループ。

沖津良史

2001 年 3 月新潟大学大学院博士前期課程修了。2001 年 4 月(株)ハーモニック・ドライブ・システムズ入社。現在, 開発・技術本部 MT 開発部 ドライブ開発グループ。