

従来の応答限界を超える高速・高精度制御技術 - バックラッシュ自励振動の抑制制御 -

High-Speed and High-Precision Control to Overcome Response Limit
- Control Method of Suppressing Limit-Cycle Caused by Backlash -



望月 慶佑*¹
Keisuke Mochizuki

栗屋 伊智郎*²
Ichiro Awaya

谷 寛之*³
Hiroyuki Tani

篠原 聡*⁴
Satoshi Shinohara

各種産業機械をはじめとするメカトロニクス製品では、高速かつ高精度に機械の運動を制御することが要求されている。しかしながら、機械にはジョイントや減速歯車等を含むものが多く、その伝達部には程度の差こそあれ、ガタ(あそび、バックラッシュ)が存在する。運動制御の応答性を上げていくと、このガタが原因で自励振動が生じるため、高速・高精度化の阻害要因となっている。本稿では、高速応答時のバックラッシュによる自励振動の解析手法と、解析を基にした自励振動の抑制制御技術及び設計法について述べ、シミュレーションと実験によってその効果を検証した結果を示す。

1. はじめに

産業機械を始めとするメカトロニクス製品では、高速かつ高精度な運動制御が要求されている。この時、機構系に内在するガタ・摩擦・飽和等の非線形要素は、制御性能を劣化させる大きな要因となる。この内、ガタ(バックラッシュ)は、ギアや減速機、ボールねじ等の各種伝達機構に存在しており、応答高速化時には自励振動を発生させ、高速・高精度な制御を阻害する。

バックラッシュの影響を低減する対策の内、機械的な対策としては、ダイレクトドライブ方式の採用や機械的にバックラッシュ幅を小さくする取り組み、制御アルゴリズムによる対策としては、制御ゲインを調整するアプローチ、数式モデルを利用して状態推定値から振動を抑制する試み、バックラッシュを考慮した指令を生成する手法等が研究されている⁽¹⁾。制御による対策は、機械構成の変更なしに、制御ソフトの改良で対応可能であるため、対策コストや現場調整の容易さの点で有用であるといえる。

一方、自励振動の予測解析手法として、古くから記述関数が利用されている⁽²⁾。記述関数は、非線形要素を線形近似した表現法であり、制御ゲインの大小による安定性の変化を視覚的に理解しやすい特長を持つ。しかしながら、安定解析への利用に留まり、これを制御系設計に直接利用する試みは少ない。

本稿では、記述関数の持つ可能性に着目し、安定解析のみならず、この特性を利用したバックラッシュ自励振動の抑制制御系を示す。提案する手法は、記述関数解析で利用する伝達関数の周波数特性を利用し、解析上安定となるように理想の周波数特性に整形することで、その理想特性を実現する制御系の構成を自動的に導くものである。本稿では、機械制御系で広く利用される

*1 技術統括本部 名古屋研究所

*2 技術統括本部 名古屋研究所 主席研究員 工博

*3 防衛・宇宙ドメイン 誘導・推進事業部 飛昇体技術部 主席チーム統括 技術士(機械部門)

*4 防衛・宇宙ドメイン 誘導・推進事業部 飛昇体技術部 主席技師

2慣性モデル(アクチュエータと負荷の間に剛性とバックラッシュが存在するモデル)を対象に、記述関数を利用した安定性解析, 自励振動を抑制する制御系設計を行い, シミュレーションと実験によってその有効性を検証した結果を示す。

2. 本稿で対象とする数式モデルと高速応答時の課題

2.1 対象とするモデル

図1に, モデルの構成を示す。ここで, θ_L^* : 負荷角度指令, $\delta\theta_L$: 負荷角度偏差, ω_M^* : モータ速度指令, τ_M : モータトルク指令, ω_M : モータ角速度, ω_L : 負荷角速度, θ_M : モータ角度, θ_L : 負荷角度である。制御系は, 負荷角度及びモータ角速度をフィードバックする, 一般的な位置制御系であり, 制御ゲインとしては, 角度比例ゲイン, 角速度比例ゲイン, 速度積分時間がある。

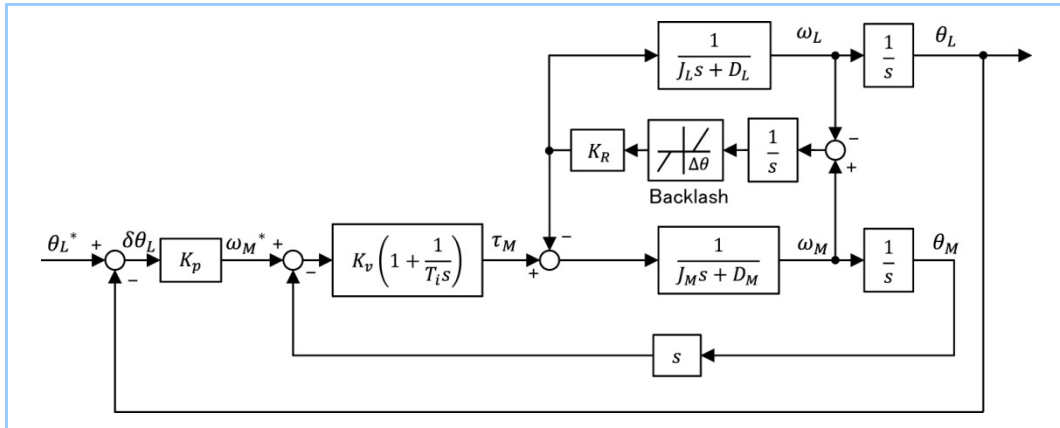


図1 対象とするモデル

2.2 高速応答時の課題

制御ゲインの組み合わせとして, 中速応答及び高速応答の2通りの制御ゲインを用いたシミュレーション結果を図2に示す。

図2(a)は, 中速応答時の応答波形である。図中, 上段は角度応答の全体図, 中段はその目標値付近の拡大図, 下段はモータトルク指令である。中速応答時は, 負荷角度が滑らかに目標値に到達していることがわかる。一方, 図2(b)は, 高速応答時の応答波形である。中速応答時と比較して応答性は約2倍に高速化されているが, 目標値到達後に約 16 度振幅の自励振動が発生している。この自励振動は, バックラッシュが原因で発生する非線形振動である。

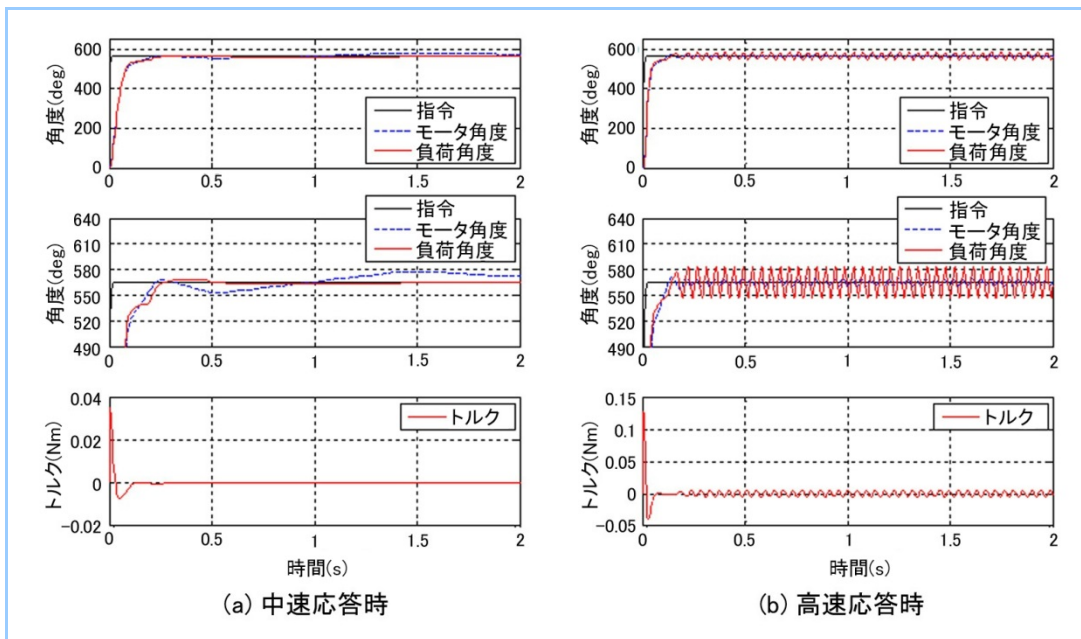


図2 位置決めシミュレーション結果(自励振動対策なし)

3. 自励振動の予測解析手法

3.1 記述関数を用いた自励振動解析の概要

機械制御系の設計において、目標とする応答性を実現するのに、どの程度のバックラッシュ幅まで許容されるのかを事前に解析することは、トラブルの未然防止の観点から重要である。

記述関数は、非線形要素へ正弦波信号を入力した際の実出力成分の内、入力と同じ周波数を持つ基本波成分を抽出した時の、入力との振幅比・位相差を表す関数(一般に複素関数)である。

入力振幅を a とし、記述関数を $N(a)$ と表現したとき、図3(a)に示すような線形部分と非線形部分が分離されたシステムで自励振動が生じる条件は、式(1)のように記述される。また、式(1)を変形することで、式(2)が得られる。式(2)は、記述関数 $-1/N(a)$ と線形部 $G(j\omega)$ を分離した形式であり、この2つの関数が交点を持てば、自励振動を生じることを意味している。すなわち、式(2)から、安定性は図3(b)の通り図式解法により解析でき、2つの軌跡の交点の有無により、自励振動の有無及びその振幅や周波数の予測が可能である。本稿では、図1に示す、非線形要素が線形部分に入り込んだシステムへの記述関数解析を適用を図り、複雑なシステムにおいても解析に利用できることを示す。

$$N(a)G(s) = -1 \tag{1}$$

$$-\frac{1}{N(a)} = G(j\omega) \tag{2}$$

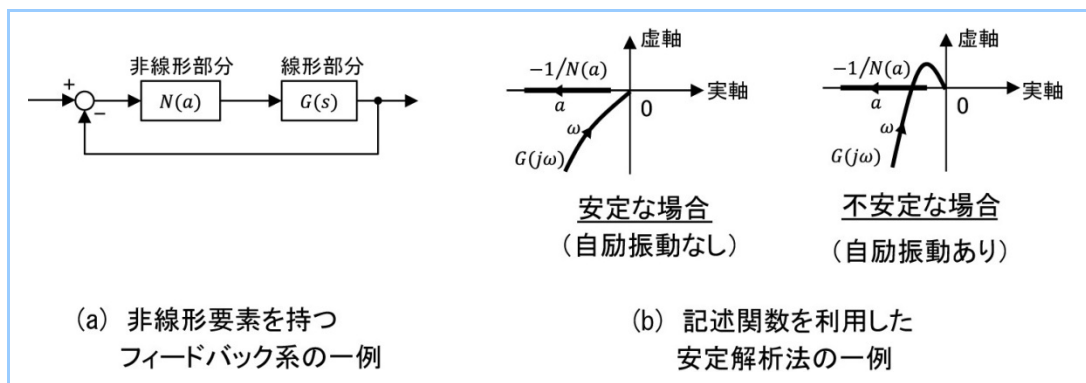


図3 記述関数を利用した安定解析法の説明図

3.2 解析準備

線形部分と非線形部が直列の関係にある簡単なシステムでは 3.1 項の安定解析が容易であるが、非線形要素が制御対象に入り込んだ複雑なシステムの場合は、式(1)をそのまま適用することができない。そこで、図1のシステムにおいて、バックラッシュを一つのブロック要素 N として全体の開ループ伝達関数を求め、これを数式処理して線形部分とバックラッシュ N の非線形部分に分離展開することで、式(3)が得られる。この伝達関数 $G_0(s)$ は、図1のシステムを図3(a)に等価変換した場合の線形要素 $G(s)$ に相当する。そこで本稿では、この伝達関数 $G_0(s)$ を等価直列伝達関数と呼ぶこととし、式(3)を用いて自励振動の解析を行った。

$$-\frac{1}{N} = \frac{K_R}{s^2} \cdot \frac{T_i(J_M + J_L)s^3 + T_i(D_M + D_L + K_v)s^2 + K_v(1 + T_i K_p)s + K_p K_v}{T_i J_M J_L s^3 + T_i(J_M D_L + J_L D_M + J_L K_v)s^2 + \{T_i D_M D_L + K_v(J_L + T_i D_L)\}s + D_L K_v} = G_0(s) \tag{3}$$

3.3 自励振動発生の予測解析

式(3)を用いた自励振動解析結果を図4に示す。なお、本稿ではバックラッシュのモデルとして不感帯モデルを用いた。不感帯の記述関数 $N(a)$ は式(4)で表される。ここで、 δ :不感帯幅、 a :非線形要素への入力振幅である。

$$N(a) = 1 - \frac{2}{\pi} \left(\sin^{-1} \frac{\delta}{a} + \frac{\delta}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{a}\right)^2} \right) \quad (4)$$

図4(a)は中速応答時、図4(b)は高速応答時の安定性解析結果である。両図中、赤破線はバックラッシュの記述関数、青実線は等価直列伝達関数の軌跡である。中速応答時は、2つの軌跡が交点を持たないため解析上安定であり、これはシミュレーション結果と一致している。一方、高速応答時は、2つの軌跡が交点を持つため解析上不安定で、自励振動が発生することがわかる。この交点から、自励振動の周波数と振幅を予測でき、シミュレーション結果と比較すると、周波数・振幅共に約 10%以下の精度で解析できている。本結果から、複雑なシステムにおいても、記述関数を用いた自励振動の予測解析の有効性が確認できた。

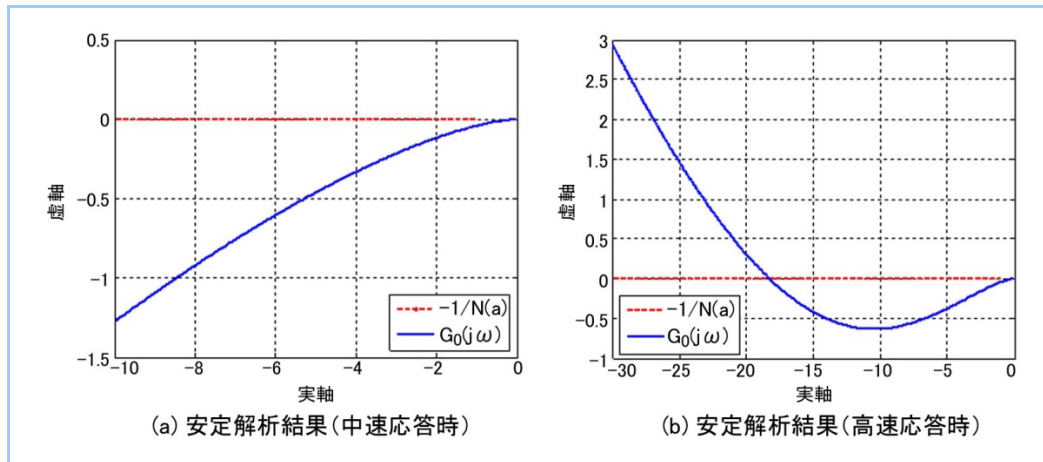


図4 記述関数を利用した安定解析結果

4. 自励振動を抑制する制御系設計法⁽³⁾

4.1 振動抑制補償器を導出するためのアプローチ

記述関数解析結果を鑑みると、記述関数の軌跡と交点を持たない等価直列伝達関数の特性が得られれば、自励振動を回避できることになる。図5に、3節で示した等価直列伝達関数の周波数特性を示す。図から、制御ゲインの変化によって等価直列伝達関数の周波数特性が変化している様子が確認できる。特に高速応答時には、位相が-180度よりも遅れており、不感帯の記述関数の周波数特性である位相-180度を交差している。この周波数特性上の交差は、複素平面上で交点を持つことを意味する。すなわち、高速応答化に伴うハイゲイン化により、等価直列伝達関数の位相が遅れたことが、自励振動発生の要因である。

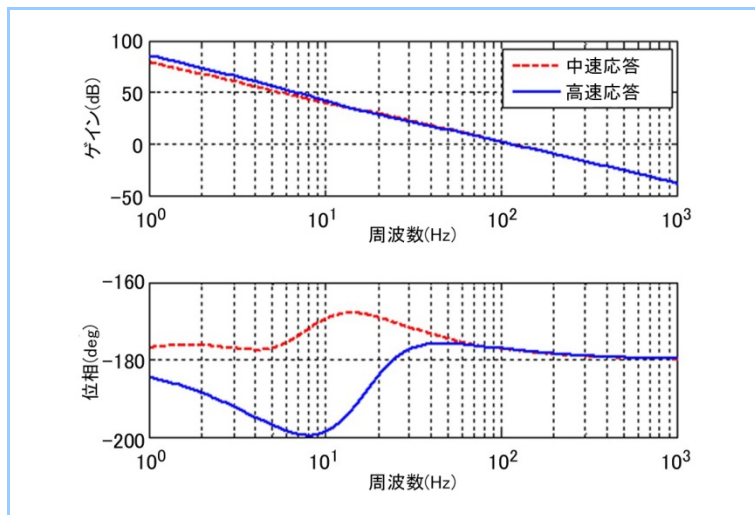


図5 等価直列伝達関数の周波数特性

そこで本稿では、非線形要素との交点を持たないようにするための振動抑制補償器を、周波数特性から導くことが可能な設計法について述べる。そのために等価直列伝達関数に着目し、交点を持たない理想の周波数特性を設計する。次のステップで、その理想特性を実現するための補償器を逆問題として導出する。

4.2 制御系設計フロー

制御系設計のフローを以下に示す。

ステップ1では、3節のように等価直列伝達関数 $G_0(s)$ を導出し、自励振動解析を行う。

ステップ2では、自励振動を回避できるよう、不安定な等価直列伝達関数の特性を改善する。具体的には、特性整形器 $C_f(s)$ を等価直列伝達関数 $G_0(s)$ に直列結合し、 $G_0(s)C_f(s)$ として安定化する。整形後の特性は、自励振動を回避する理想特性となる。

ステップ3では、現実のシステムに未知の自励振動補償器 $C_n(s)$ を組み込んだ場合の等価直列伝達関数 $G_n(s, C_n)$ を求める。この新たな等価直列伝達関数 $G_n(s, C_n)$ と、ステップ2で整形した伝達関数 $G_0(s)C_f(s)$ が一致すれば、自励振動を抑制できることになる。そこで、 $G_n(s, C_n) = G_0(s)C_f(s)$ と置き、これを自励振動補償器 $C_n(s)$ について解くことで、補償器 $C_n(s)$ の具体的な構成とパラメータが得られる。

以上の設計フローにより、記述関数解析と等価直列伝達関数を基にして、自励振動を抑制できる具体的な補償器を設計する。

4.3 自励振動回避のための特性整形

ステップ2について述べる。ここでは、図4(b)中に青実線で示す不安定な等価直列伝達関数 $G_0(s)$ を、特性整形器 $C_f(s)$ によって整形する。特性整形の指針としては、不感帯の記述関数特性である位相 -180 度と交差しないよう、ゲイン 0 dB以上の周波数領域で、 $G_0(s)C_f(s)$ の位相を常に -180 度よりも進めるように特性整形器 $C_f(s)$ を設計すればよい。そこで本稿では、特性整形器 $C_f(s)$ として、式(5)に示す2次位相進み要素を導入した。この特性整形器 $C_f(s)$ の周波数特性を図6(a)に、整形後の $G_0(s)C_f(s)$ の周波数特性を図6(b)に示す。図より、 $G_0(s)C_f(s)$ の特性は位相が常に -180 度以上となり、記述関数解析上安定となるように整形できている。

$$C_f(s) = \frac{s^2 + 2\zeta_f\omega_f s}{s^2 + 2\zeta_f\omega_f s + \omega_f^2} \tag{5}$$

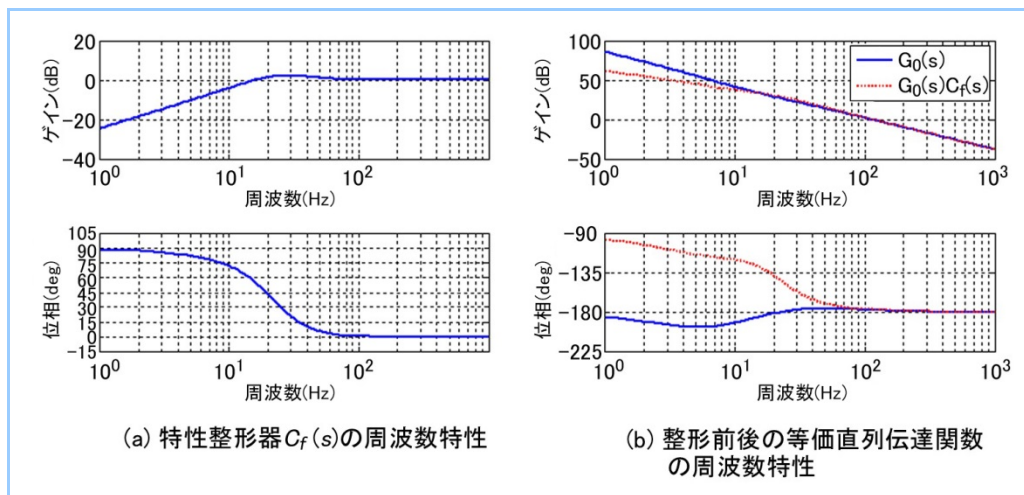


図6 等価直列伝達関数の特性整形結果

4.4 特性整形に基づく自励振動補償器の導出

次にステップ3では、実システムに自励振動補償器 $C_n(s)$ を追加したシステムを考える。本研究では、図7に示す制御システムを定義した。図中、グレーハッチ部が、新たに追加する自励振動補償部分である。ここでは、モータ・負荷間のバックラッシュの影響を補償するため、モータ角度と負荷角度の差分を自励振動補償器 $C_n(s)$ に入力し、その出力をモータトルク指令にフィードバック

する構成を取った。図7のシステムの等価直列伝達関数 G_n は、3.2 項と同様に、自励振動補償器 $C_n(s)$ を用いた開ループ伝達関数の計算から、式(6)で表現することができる。

この新たな等価直列伝達関数 $G_n(s, C_n)$ と、元の等価直列伝達関数を整形して得られた $G_0(s)C_f(s)$ を一致させることで自励振動を回避できることになり、式(7)を解くことで、自励振動補償器 $C_n(s)$ を式(8)の通り導出できる。式(8)に着目すると、特性整形器 $C_f(s)$ の減衰係数 ζ を式(9)のように設定することで、自励振動補償器 $C_n(s)$ は式(10)の通り、モータ慣性値 J_M と特性整形器 $C_f(s)$ の設定周波数 ω_f からなる比例ゲインに簡略化することが可能となる。

したがって、図7の構成で、自励振動補償器 $C_n(s)$ として式(8)の位相進み又は位相遅れ補償器、もしくは式(10)の比例ゲインを用いることで、記述関数解析上安定、すなわち自励振動の回避を実現可能となることが、記述関数解析を基に示された。

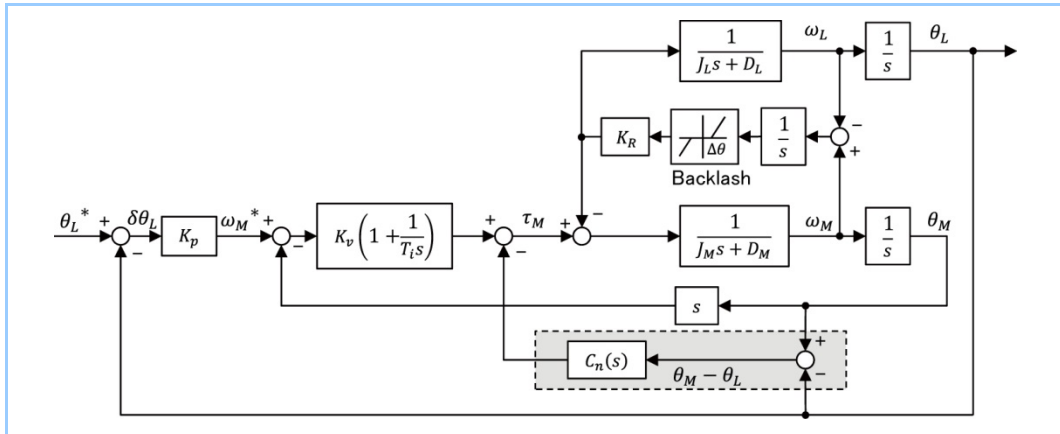


図7 自励振動補償器を組み込んだ新制御システム

なお、式(10)の自励振動補償器 $C_n(s)$ は、モータ角度と負荷角度の差分に比例ゲインを掛けてモータトルク指令にフィードバックするものであるため、その物理的意味合いはモータ側にのみ働く仮想的なばね要素であると解釈できる。図8に、モータと負荷をギアで表現した場合における、自励振動補償器のイメージ図を示す。制御アルゴリズムでモータ側に仮想的な剛性要素を追加することで、バックラッシュ間にねじり剛性を付加するバックラッシュレスギアに準じた効果を得ることができることになる。

$$G_n(s, C_n)$$

$$= \frac{K_R}{s^2} \cdot \frac{T_i(J_M + J_L)s^3 + T_i(D_M + D_L + K_v)s^2 + K_v(1 + T_i K_p)s + K_p K_v}{T_i J_M J_L s^3 + T_i(J_M D_L + J_L D_M + J_L K_v)s^2 + \{T_i D_M D_L + K_v(J_L + T_i D_L) + T_i J_L C_n\}s + (K_v D_L + T_i D_L C_n)} \quad (6)$$

$$G_n(s, C_n) = G_0(s)C_f(s) \quad (7)$$

$$C_n(s) = J_M \omega_f^2 \frac{s + \frac{D_M + K_v}{J_M}}{s + 2\zeta_f \omega_f} \quad (8)$$

$$\zeta_f = \frac{D_M + K_v}{2J_M \omega_f} \quad (9)$$

$$C_n(s) = J_M \omega_f^2 \quad (10)$$

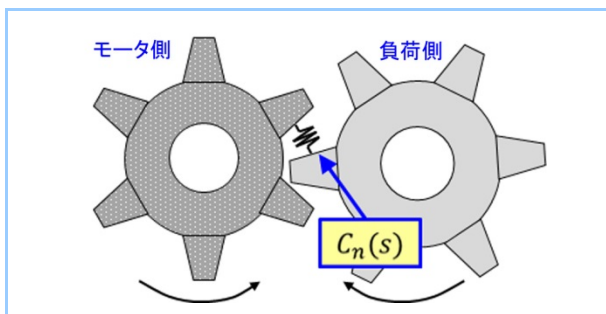


図8 導出した自励振動補償器の物理イメージ

5. 新制御方式の有効性検証

5.1 シミュレーション検証

自励振動補償器 $C_n(s)$ として比例ゲインを用い、その有効性をシミュレーションで検証した。

図9に、記述関数解析結果を示す。図中、緑線で示すように、提案手法を適用することで、バックラッシュの記述関数と交点を持たないため、解析上、自励振動が回避できている。

図10に、高速応答時において提案手法を用いた位置決めシミュレーション結果を示す。提案手法なしの図2の結果と比較すると、応答性を落とさずに、バックラッシュによる自励振動を完全に抑制できていることがわかる。

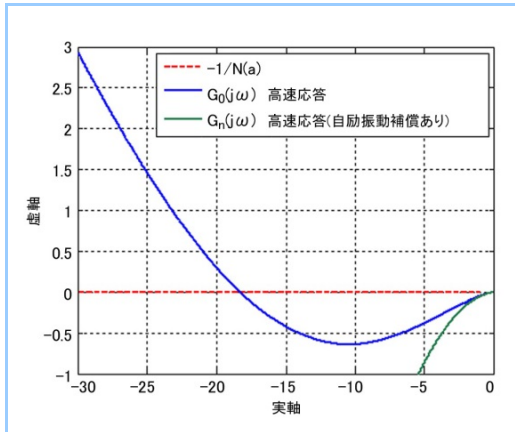


図9 記述関数を利用した安定解析結果
(自励振動補償あり)

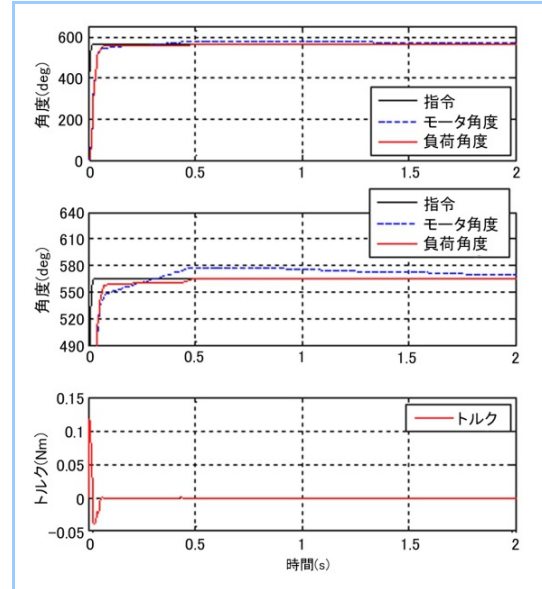


図10 位置決めシミュレーション結果
(自励振動補償あり)

5.2 実験検証

図11に示す実験装置を用いて提案手法の有効性を検証した。本装置は、サーボモータによってギアとシャフトを介して負荷位置決めを行う装置である。本装置は、モデルで模擬できていないギア間の反発の影響や摩擦があり、提案手法が実用に供するかを判断するために利用した。

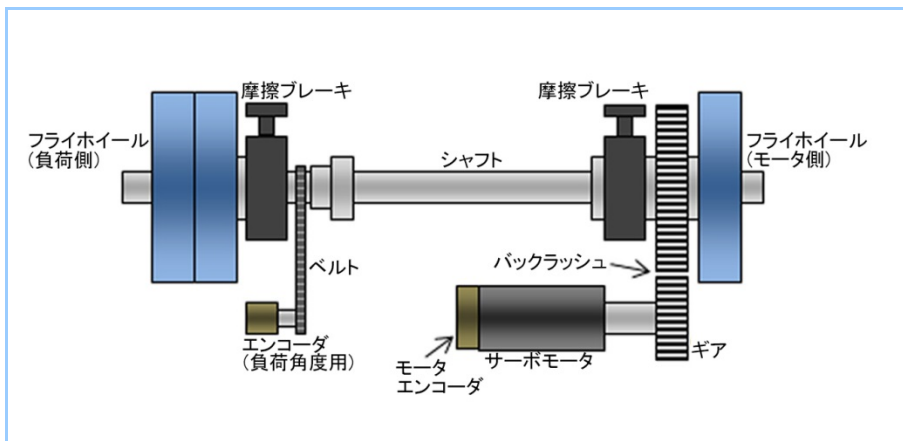


図11 実験装置の構成

図12に、高速応答位置決め実験結果を示す。図12(a)は、自励振動補償なしの場合の結果である。図中、上段は角度応答の全体図、中段は目標値付近の拡大図、下段はモータトルク指令である。シミュレーションと同様、高速応答時にバックラッシュによる自励振動が発生していることが確認できる。なお、トルク飽和を起こしており、負荷角度にオーバーシュートが発生している。

図 12(b)は、提案する自励振動補償を適用した実験結果である。トルク飽和によりオーバーシュートを発生しているが、応答性を維持したまま自励振動を抑制できており、実験においても有効性を検証することができた。

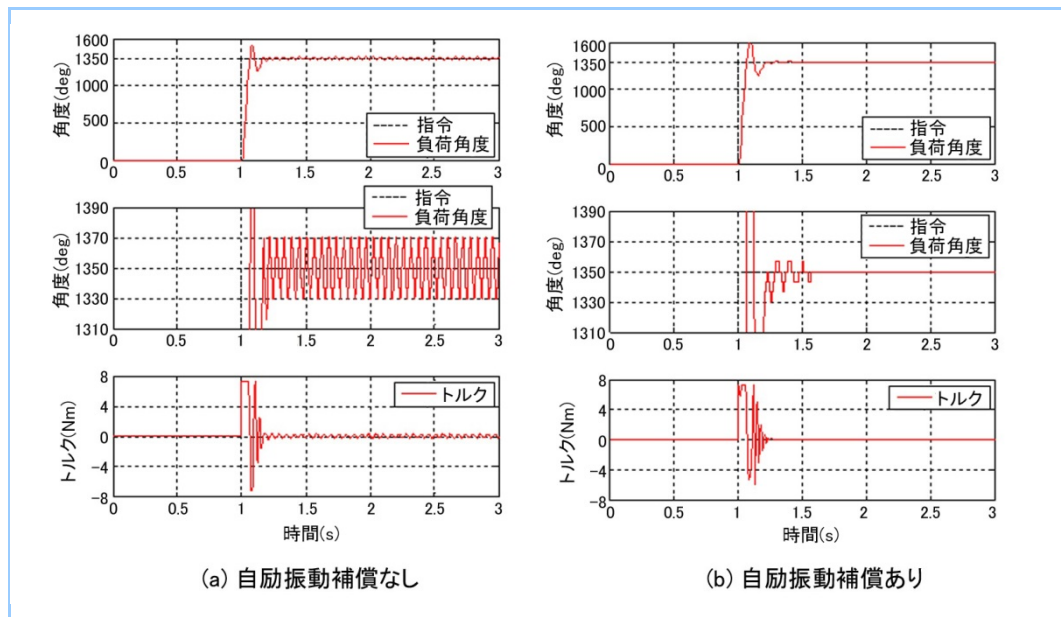


図 12 位置決め実験結果(高速応答時)

6. まとめ

機構系に内在するバックラッシュによって、高速応答時に自励振動が発生する問題に対し、記述関数を用いた自励振動の解析結果に基づく自励振動抑制制御系の設計法を提案し、その有効性を明らかにした。本手法を適用することで、機械製品の更なる高速・高精度制御を実現できる。今後、バックラッシュ以外の非線形性が存在する場合の応答性向上に対する検討を進めていく。

参考文献

- (1) Nordin, M. et al., Controlling mechanical systems with backlash -a survey Automatica, Vol.38 No.10 (2002) p.1633~1649
- (2) 平井一正, 非線形制御, コロナ社, (2010) p.66~88
- (3) 望月ほか, 記述関数とモデルマッチングを利用したバックラッシュ振動の抑制制御, Dynamics and Design Conference 2014 講演論文集, 745 (2014)