

遊星歯車を用いたアクティブ操舵における反力制御手法

青木 健一郎*, 堀 洋一 (東京大学)

Force-back Control Method of Active Steering using a Planetary Gear System

Ken-ichiro Aoki and Yoichi Hori (The University of Tokyo)

Abstract

Every year, thousands of people are killed by traffic accident in Japan. Active steering system, which helps drivers avoiding in accidents, has become one of the most important technologies of automobiles to reduce the number of traffic accidents. But active steering has not yet been installed into present automobiles because there is a difficult problem to be solved. The problem is that the active control disturbs the information of the vehicle attitude for the driver and might confuse the driver. In this paper, we introduce a novel experimental steering system, which has one planetary gear and two electric motors, to realize active steering and solve the problem. Experimental results prove that proposed steering actuator realizes active steering control. Finally we propose the control method to prevent interference between active control and information for the driver.

キーワード: 電動パワーステアリング アクティブ操舵 遊星歯車 センサレス

(Keywords: electric power steering, active steering, planetary gear, sensorless)

1. 緒 言

近年、自動車の安全性に対する要求の高まりからアクティブセーフティ技術が注目されている。ABS(Anti-lock Brake System) や電子制御ブレーキは既に市販車に搭載されているが、さらにアクティブ前輪操舵 (AFS) が実現すればドライバーの不適切な操舵を修正したり路面の急激な変化による危険な挙動を回避したりできる。

AFS では操舵角に拘らず前輪を適切に制御することで、ヨーコントロールなどと組み合わせた高度な車両運動制御を実現できる。AFS を実現するアクチュエータとして、例えばハンドルと前輪を切り離れたステアパイワイヤ (SBW) や、差動機構を用いた差動ステアリングなどがある。著者らは、1組の遊星歯車を用いた電動パワーステアリング (EPS) による AFS 実現方法を示し、シミュレーションにより反力制御の問題点を指摘してきた⁽¹⁾。

さらに著者らは、遊星歯車と2つのモータを組み合わせた実験装置を製作した。本論文では実験結果を示しパワーステアリングとして適当な特性が実現できたことを報告する。また、AFS 動作時の挙動を模擬した実験を行い、ドライバーが感じる反力について検討した。実験結果より、AFS の動作状態に従ってアシスト比を可変とすることでドライバーに違和感のない AFS 動作が実現できることがわかった。また、遊星歯車のトルク分割機能を生かすことで、トルクセンサ不要のパワーアシストが実現できることも示された。

本論文では2章で EPS や遊星歯車の理論的背景について説明し、パワーステアリングとしての特性について検証する。3章以降は AFS を模擬した実験を行い、差動機構に特有の反力との干渉問題を示し、その解決方法を提案する。

2. 遊星歯車を用いたアクティブ操舵実現

2.1 . アクティブ前輪操舵

アクティブ前輪操舵 (AFS) では、操舵角とは独立に前輪角を制御することで高度な車両運動制御を実現する。したがって、「操舵」機能と「角度制御」機能という2つの機能を同時に1つの前輪で実現しなければならない。操舵機能とは、ドライバーの意図する方向に前輪を向けるためのパワーアシストを行い、適切な反力をフィードバックすることである。しかし AFS による角度制御はしばしばドライバーの意思と反するものであり、両者を同時に成立させるのは難しい問題である。

これまで、アクティブ操舵における前輪角度目標値生成手法は数多く提案されてきた。操舵機能を無視すれば AFS が簡単に実現できるためか、操舵の両立を考えた AFS アクチュエータに関する研究は少ない。AFS を実現する最もシンプルなアクチュエータはステアパイワイヤ (SBW) だが、機械的結合がないためドライバーへの反力の提示が難しい。また故障時の安全性の問題が解決されていない。SBW により AFS を実現した例では、運動状態を反映した反力制御と AFS を組み合わせて安全性を向上した研究⁽²⁾⁽³⁾ などがある。

そこで近年、SBW より現実的な差動装置を用いたステアリングが注目されてきた。差動装置を用いることで SBW と同じくアクティブな前輪角度制御が可能になる。市販車への搭載例もある⁽⁴⁾。しかし、差動機構では AFS と反力の干渉が避けられないため、人間を含めた操舵機能の解析が不可欠である。

2.2 . 自動車のパワーステアリング

まず、ステアリングによるパワーアシストについて説明する。自動車のパワーステアリング装置は、従来油圧によるパワーアシストが主流だったが、1988年に軽自動車に電動パワー

ステアリング (EPS) が初めて採用された⁽⁵⁾。EPS の消費エネルギーは油圧式の 5% 程度であり⁽⁶⁾、省エネルギーが要求される小型乗用車で数多く採用されてきた。近年では高級車の車両運動制御にも用いられるようになり⁽⁷⁾、今後は爆発的に EPS が普及すると思われる。

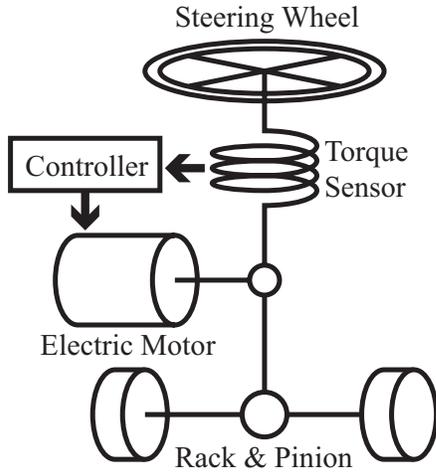


図 1 EPS の一般的構成
Fig. 1. Configuration of EPS system.

従来の EPS は一般的に図 1 のような構成である。モータはウォームギアを介してステアリングコラムと直結している。コントローラはトルクセンサ情報によりアシスト量を決定しモータを制御している。EPS のモデルは図 2 のような 2 慣性モデルで表せる。

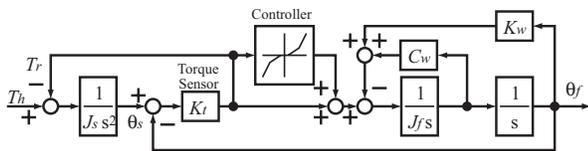


図 2 ステアリングのブロック図

従来の EPS は、トルクセンサを介してハンドルと前輪が拘束されており、それぞれが自由に動くことはできなかったが、図 3 に示すような構成にすることで拘束がなくなり、アクティブ操舵が実現できる。

(a) ではハンドルと前輪が完全に分離しているステアバイワイヤ (SBW) である。ドライバーへの反力と前輪操舵を独立して制御できるが、路面反力を適切に模擬しなくてはならない。

(b) では、差動機構を用いて操舵角と前輪舵角を分離するため、ハンドルと前輪の拘束は差動機構に依存する。路面反力の機械的伝達があるため、安全性や操舵性の点で有利である。この方式のアクティブ操舵装置として、2 重遊星歯車によるステアリング制御の例がある⁽⁴⁾。

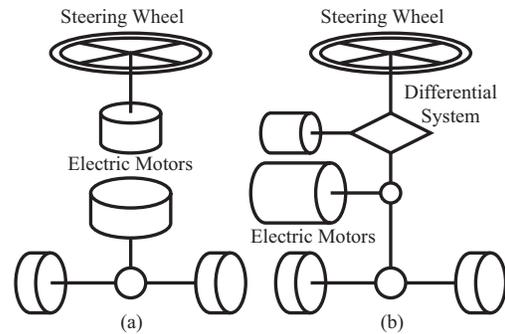


図 3 アクティブ操舵装置の分類
Fig. 3. Two types of active steering system.

2.3 遊星歯車を組み込んだ新しい EPS の構成方法

本研究では、差動装置として遊星歯車を用いる。遊星歯車は入出力が同軸であり、従来の EPS にも簡単に組み込める利点がある。さらに、反力伝達や安全性の点でほかの手法よりも有利である。

遊星歯車は 2 組を対向させて使用することで減速比が 1:1 になるため、従来から 2 組使用による提案があった⁽⁸⁾。しかし、バックラッシュ、摩擦や慣性を小さく抑えるために、本研究では 1 組の遊星歯車による構成を提案する。また、差動制御アクチュエータとしてモータを用いる。

遊星歯車を用いた差動機構は図 4 に示す 4 つの構成要素を持っている。サンギア A、遊星ギア B、リングギア C、キャリア D とする。

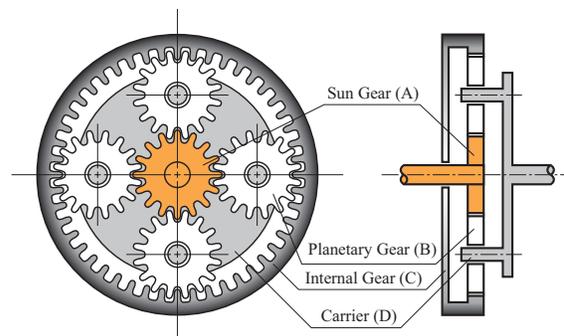


図 4 遊星歯車機構
Fig. 4. Planetary gear system.

遊星歯車には、トルク分配と差動機能があり、A, C, D それぞれの角度およびトルクを $\theta_A, T_A, \theta_C, T_C, \theta_D, T_D$ とすれば、これらの変数の間に式 (1) および式 (2) の関係が成り立つ。

$$\theta_C = \frac{-1}{\alpha} \theta_A + \frac{1+\alpha}{\alpha} \theta_D \dots\dots\dots (1)$$

$$T_A = \frac{1}{\alpha} T_C = \frac{-1}{1+\alpha} T_D \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 α はサンギアとリングギアの歯数比で、 $\alpha = Z_C/Z_A$ とする。

図5のように遊星歯車とEPSを接続する。キャリアをハンドルに、リングギアを差動角モータ(サブモータ)に接続し、サンギアを前輪側と接続する。前輪側にはアシストトルクを発生するEPSモータ(メインモータ)がウォームを通して接続され、ラック&ピニオンにより前輪を転舵する構成である。

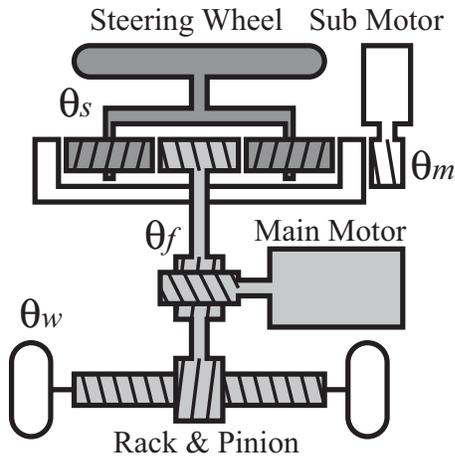


図5 遊星歯車機構を用いた構成
Fig. 5. Proposed steering system.

式(1)に示すように、サブモータによってリングギアの角度を変えることで、操舵角とは独立に前輪角を制御することができる。リングギアの角度をハンドル角と等しく追従させれば($\theta_C = \theta_D$)、通常のEPSとして動作する。

本実験装置はハンドル角とサブモータ角を測定するためにそれぞれエンコーダを持っており、通常時はサブモータがハンドル角に追従して動く。AFS動作時には前輪が目標角度になるようサブモータを駆動している。サブモータの角度指令 θ_r^* は

$$\theta_r^* = -(\theta_s - \frac{\Delta\theta}{\alpha})/N_r \dots\dots\dots (3)$$

とする。ただし θ_s 、 θ_f は操舵角、前輪角、 N_r はサブモータの減速比である。

2.4 . 実験装置

著者らが製作した実験装置を図6に示す。左に実験装置、右にモータ制御器が2つある。手前がハンドル、奥が前輪側となる。遊星歯車部分の拡大写真を図7に示す。また、装置の構成を図8に示す。実験装置はEPSモータとウォームアセンブリ以外著者らが製作した。遊星歯車は外形120mmで厚みが40mmの円盤状である。EPSモータは定格45Aの直流ブラシモータ、ウォーム比は1:18である。サブモータもEPSと

同じモータで、1:5の減速比でリングギアを駆動している。

モータ制御器は、MOSFETによるフルブリッジ構成で、電圧10V、電流25Aまで出力できる。PWM部は1チップマイコンH8/3052F(25MHz)により制御されており、電流はPI、位置はPD制御である。2つのコントローラはシリアル通信線によりリアルタイムな双方向通信が可能である。

モータは2つあり、手前が遊星歯車を駆動するサブモータ、奥がアシスト用のモータである。本装置には負荷が接続されていないので、負荷と等価な電流を計算で求め、アシスト電流と負荷電流の合計(差分)をアシストモータの電流指令としている。エンコーダはハンドル直近とサブモータに対向して2つ設置した。前輪側の角度は直接測定できないため、2つのエンコーダ情報をもとに計算で求めている。操舵角、前輪角、サブモータ角をそれぞれ θ_s 、 θ_f 、 θ_r 、 N_r をサブモータの減速比とすると

$$\theta_f = (1 + \alpha)\theta_s + \frac{\alpha\theta_r}{N_r} \dots\dots\dots (4)$$

と計算できる。

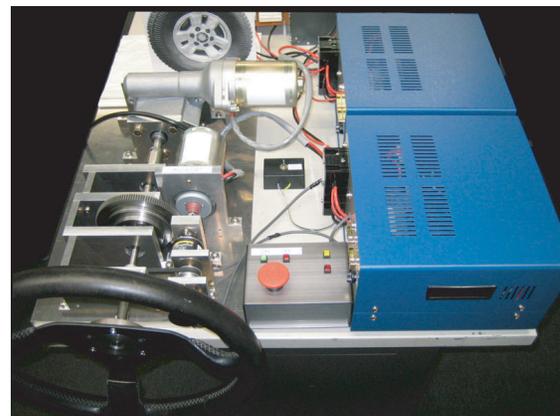


図6 実験装置の写真
Fig. 6. Picture of experimental system.

2.5 . トルクセンサ不要のパワーアシスト特性

式(2)の意味とは、遊星歯車の各出力軸に伝達されるトルクの比が歯車比のみで決まるということである。図5の構成でリングギアのトルクを推定できれば、他の軸のトルクも式(2)より計算できるため、トルクセンサを必要としないEPSが実現可能になる。

実験装置では、式(3)に従ってサブモータを常に角度制御している。よって、角度制御に必要なサブモータの電流そのものを操舵トルクとみなすことができる。サブモータ電流からアシスト電流を求める式は

$$i_{assist} = (1 + \frac{1 + \alpha}{\alpha} K_a) \frac{N_w}{N_r} i_{sub} \dots\dots\dots (5)$$

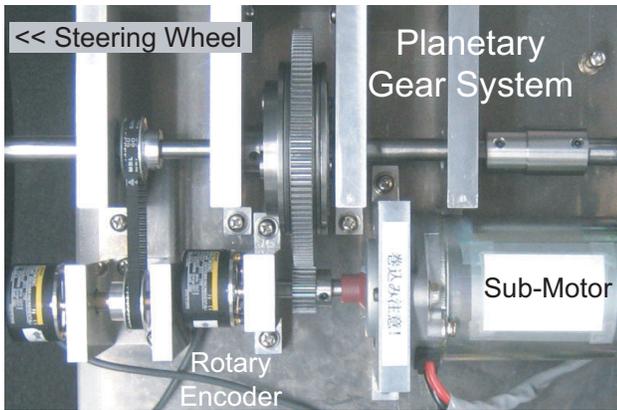


図7 遊星歯車周辺の写真
Fig. 7. Picture of experimental system.

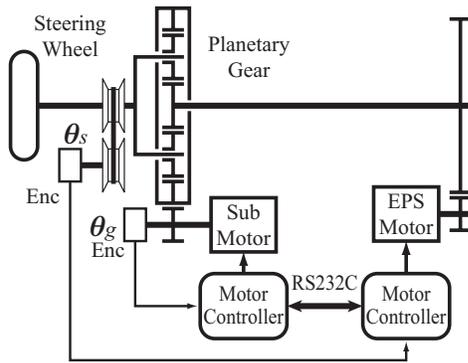


図8 実験装置の構成
Fig. 8. Configuration of experimental system.

である。ここで、 N_w アシストモータの減速比、 K_a はアシスト比である。

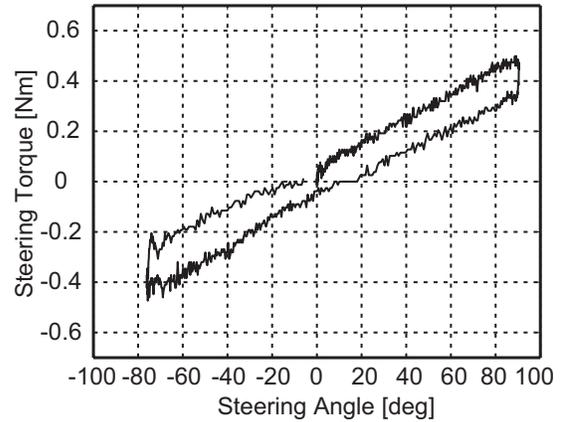
実験装置を用いて、正弦波状の操舵入力を与える実験を行った。操舵角と操舵トルクのチャートは、ステアリングの特性を知る上で最も代表的な方法である⁽⁹⁾。実験は、2つのタイプの負荷特性を設定して行った。負荷特性を表2・5に示す。操舵周期はおよそ3秒、振幅は ± 90 度としたときのトルクチャートを図9に示す。アシスト比は $K_a = 4$ である。

EPSモータはウォームを用いているため摩擦が大きい、アシストによって小さい操舵力で操舵できていることがわかる。また、負荷特性を変化させることで、トルクチャートも変化している。設定(a)では機械的摩擦のみであるが、設定(b)で摩擦を模擬することで、手応えのあるステアリングが模擬できることがわかる。

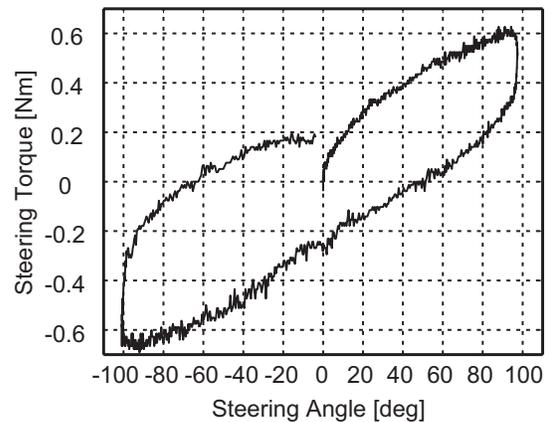
表1 パラメータ設定

Table 1. Parameters.

	設定 (a)	設定 (b)
剛性 (K_f) [Nm/rad]	0.47	0.47
粘性 (C_f) [Nm/sec/rad]	0	0.14



(a)



(b)

図9 トルクと操舵角の関係

Fig. 9. Chart of steering torque and angle.

3. AFS 動作実験

3.1 実験条件

実験装置を用いて、緊急時の AFS 動作を模擬した実験を行った。操舵中に AFS 制御が働き、前輪側の回転角を $\Delta\theta$ だけ強制的に戻し、2秒後に復帰するパターンを使った。 $\Delta\theta$ は -60度で、指令値の立ち上がり・立ち下がり時間が 0.3 秒の滑らかなパターンである。

負荷の設定は $K_f = 0.47$ [Nm/rad], $C_f = 0$ (ただし機械系の摩擦あり) である。プログラムスタートと同時にドライバーは左に 90 度ハンドルを切る。その後、3 秒から AFS パター

ンを開始し、5秒で終了する。その間、ドライバーは通常の運転時と同じようにハンドルを保持しているものとする。

3.2 . 実験結果

実験結果を図 10 に示す。操舵角 θ_s 、前輪角 θ_f 、リングギア角 θ_g および、サブモータ電流から計算される操舵トルクをプロットしてある。

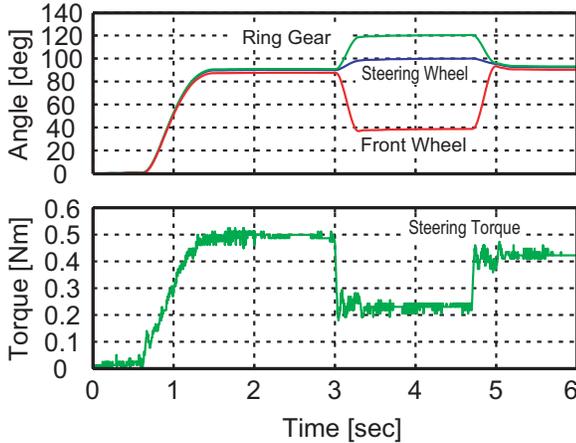


図 10 アクティブ操舵動作時の実験結果

Fig.10. Experimental result on active steering control.

通常操舵時

AFS が動作していない通常操舵時において、リングギア角は操舵角に追従していることがわかる。リングギア角度制御の定常誤差は操舵角に対して 1 度以内である。また前輪角の定常誤差は 3 度以内である。また反力は操舵角にほぼ比例している。

AFS 動作時

AFS 動作時には操舵角と前輪角の間に差動角が発生する。 $\Delta\theta$ の目標値は 60 度だが、実際に 61 度の差動角が生じている。このときリングギアは操舵角よりも 20 度大きく回転しており、式 (1) とも整合している。特筆すべきは AFS により操舵に影響が出ていることである。もともと 90 度で保舵していたが、AFS 動作により 100 度まで大きくなっている。同時に前輪角は 30 度になるべきだが実際は 40 度になっている。反力にも AFS の影響があり、AFS 動作時には反力が半分近くになっている。

強く保舵した場合

図 10 の実験では、ドライバーは普通にハンドルを持っていた。AFS 制御が入ってもハンドルが動かないように、可能な限りの力でハンドルを握って同様の実験を行った結果が図 11 である。

強く保舵したため、ほぼ指令値どおりの AFS が実現できていることがわかる。

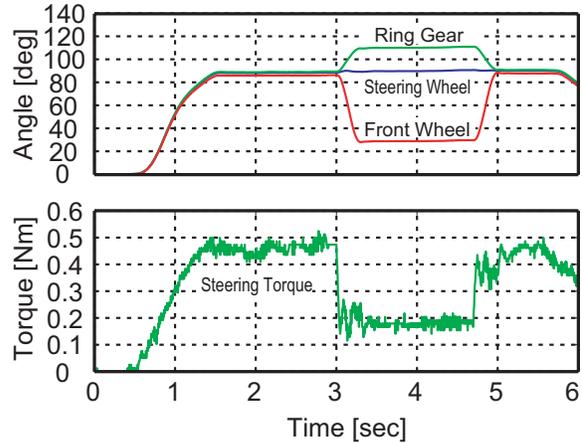


図 11 ハンドルを強く握った場合の実験結果

Fig.11. Experimental result on active steering control.

3.3 . AFS の影響に関する考察

通常保舵時に AFS の動作により操舵角が大きくなった原因は、急激な反力の減少があったためである。遊星歯車のトルク分割式 (式 (1)) から明らかなように、歯車の角度関係はトルク伝達に影響しない。つまり、前輪角度が小さくなって SAT(セルフライニングトルク) が小さくなれば、同時にドライバーが感じる反力も小さくなる。

この AFS 制御法の最大の問題点は、ドライバーが予想しているステアリング挙動と制御された前輪の動きが正反対になる点である。AFS 制御によってハンドルはさらに深く切り込まれるが、前輪は逆に大きく戻されている。これは、ドライバーによる車両状態把握をしにくくし、最悪の場合誤認する可能性すらある。さらに、ドライバーの保舵状態によって AFS の効果に差があり、ドライバーの挙動が AFS 制御系に干渉している点にも問題がある。

アクティブ操舵がドライバーに伝わるのが正しいかどうかさまざまな議論があるが、車両状態を誤認させるようなハンドルの挙動は避けなければならない。次章では、AFS による角度制御と反力の非干渉化手法を提案する。

4. 反力制御による AFS と操舵の非干渉化

4.1 . 非干渉化のための反力制御方法

AFS が反力に影響する原因は、前輪角が変化しているにもかかわらず反力をそのまま返しているためである。例えば、前輪角が小さくなれば保舵に必要な力も小さくなるので、結果としてドライバーは大きな「舵抜け」を感じる。また、ドライバーの保舵力の強さによって AFS による制御効果が変わってくるため、AFS 制御と反力は相互に干渉していると言える。

そこで、操舵角と前輪角の比によってアシスト量を可変とすることで、反力の変化を吸収する方法を提案する。保舵中は操舵角はほぼ一定なので、ドライバーが感じる力はSATとなる。SATは舵角とほぼ比例して大きくなると考えれば、

$$K_a = \frac{\theta_f}{\theta_s} K_{a0} \dots\dots\dots (6)$$

のようにアシスト比を可変とすることで保舵中の反力はほぼ一定になり、非干渉化できるはずである。

4.2 . 実験結果

実験条件は3章と同じで、アシスト比制御を使った場合の実験結果を図12に示す。

サブモータトルクに振動が出ているものの、AFS動作中もほぼ同じ反力が伝わっていることが分かる。また、操舵角もほぼ90度と一定であり、前輪角は目標である30度まで小さくなっている。AFS制御の復帰後もトルクの振動以外は反力や角度に変化はない。

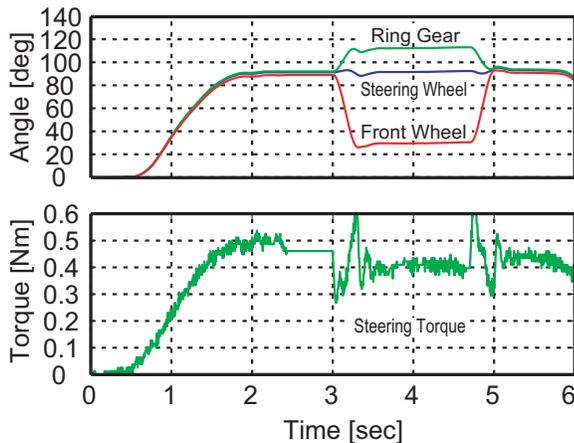


図12 反力制御適用時の実験結果

Fig.12. Experimental result of proposed method with force control.

4.3 . 反力制御に関する考察

反力制御によって反力を保ちながら目標値まで前輪を戻すことができるようになった。非干渉化しない場合は前輪角が目標値に達しなかったことを考えると、提案手法ではAFSによる運動制御効果も大きくなると期待できる。もちろん、非干渉化しない場合でもAFS制御系のフィードバックにより最終的に前輪角が目標値に到達するが、操舵角はさらに大きな影響を受けるであろう。

角度変化時に生じるトルクの振動は実験装置の摩擦や粘性が原因の1つと考えられる。実車のステアリングではタイヤによる摩擦がさらに大きいと考えられるので、今後は摩擦補償を入れるなどの対策が必要になる。

5. 結 言

本論文では、遊星歯車を用いたAFSアクチュエータにおいてAFS制御が反力に干渉する問題点を実験で示した。とくに、ドライバーへの反力がAFSの影響を受けること、またドライバーの保舵状態がAFSの効果に影響を与えることが分かった。

このような干渉を解決するため、アシスト比を可変とする反力制御により非干渉化を実現する方法を提案した。また実験により、提案手法がAFS動作と反力の非干渉化が実現できることを確認した。

しかし、実験結果の検討によってAFSが動作する過渡的な状態においては、十分に反力制御ができていないことがわかった。よって、今後は過渡状態における反力制御の最適化が必要である。例えば、摩擦補償を厳密に行うことで解決できる可能性がある。また、サブモータで角度制御するのではなく、メインモータ(アシスト用)で角度制御を行い、サブモータではノミナルモデルに基づいた反力制御を行う手法も考えている。この手法はステアパイワイヤで用いられている角度・反力制御に近く、研究事例の多いステアパイワイヤでの手法を遊星歯車でも応用できる可能性がある。

アクティブ前輪操舵は自動運転にもつながる技術であり、著者らは今後ともより安全な自動車作りに力を注いでいきたいと考えている。

文 献

- (1) Kenichiro Aoki, Yoichi Hori, "Realization of Active Steering System using Planetary Gear", Japan Industry Application Society Conference, 2004. (in Japanese)
青木健一郎, 堀洋一, "遊星歯車を用いた操舵装置によるアクティブ操舵実現", 電気学会産業応用部門大会, 2004
- (2) Shiro Nakano, Takanobu Takamatsu, Osamu Nishihara, Hirimitsu Kumamoto, "Steering Control Strategies for the Steer-by-Wire System", Transaction of JSAE, Vol.31, No.2, pp.53-58, 2000.
- (3) Shirou Nakano, Katsutoshi Nishizaki, Osamu Nishihara, Hirimitsu Kumamoto, "Steering Control Strategies for the Steer-by-Wire System (Second Report)", Transaction of JSAE, Vol.33, No.3, pp.121-126, 2002.
- (4) Philip Koehn and Michael Eckrich, "Active Steering - The BMW Approach Towards Modern Steering Technology", SAE paper, 2004-01-1105, 2004.
- (5) Nakayama, T. and Suda, E., "The present and future of electric power steering", Int. J. of Vehicle Design, Vol. 15, Nos 3/4/5, pp. 243-254.
- (6) "NSK Technical Journal", No.672, 2001.
- (7) Web site of Toyota Motor Corp.,
"http://www.toyota.co.jp/jp/tech/new_cars/crown_majesta/index.html"
- (8) Sumio Motoyama, "The Possibilities of Steer-by-Wire on Vehicle Dynamics", Journal of SAE of Japan, Vol.57, No.2, pp.39-43, 2003.
- (9) 自動車技術会, "自動車技術ハンドブック(1)", pp.244, 2004.