3109 ステアリング HIL シミュレータの開発

(第3報：車両安定性向上を目指した EPS の開発)

Development of a Steering Hardware-in-the-Loop (HIL) Simulator

(3rd Report : Development of Electric Power Steering System for Improving Vehicle Stability)

○学 藤戸春彦 (東京農工大学大学院) 正 瀬川雅也 (光洋精工)
正 小竹元基 (東京大学) フェロー 永井正夫 (東京農工大学)

Haruhiko FUJITO, Tokyo University of Agriculture and Technology, 2-24-16, Naka-cho Koganei-shi, Tokyo, Japan
Masaya SEGAWA, Koyo-seiko Co.Ltd, No.333 Toichi-cho, Kashihara-shi, Nara, Japan
Motoki SHINO, The University of Tokyo, 7-3-1 Hongo Bunkyo-ku, Tokyo, Japan
Masao NAGAI, Tokyo University of Agriculture and Technology

This paper examines the feasibility of electric power steering system in improving vehicle stability. The electric power steering is the device that decreases the driver steering workload by using an electric motor. In this research, the vehicle dynamics is improved by the method of controlling electric power steering. This paper proposes the feedback control of steering reaction torque for improving vehicle stability. Therefore, the feedback control that utilizes the force on the steering tie rod is proposed for disturbance rejection. Finally, the experiment by using Steering-Hardware-in-the-Loop Simulator (HILS) is conducted to prove the validity of the controller.

Key words : Electric Power Steering, Vehicle Dynamics, Disturbance Rejection, Steering Tie Rod, Feedback control, HILS

1. 緒 言

ステアリング装置は自動車の曲がる機能に直接関わっており、ドライバの操舵意思通りに前輪タイヤ、車両運動を制御するものであり、また路面からタイヤに加わる操舵反力をドライバに伝えることにより、ドライバが路面状態や車両挙動の状況を容易に把握できるといった重要な役割を持っている装置である。しかし、大きな操舵反力はドライバにとって負担になるため、ドライバの操舵負担を軽減する装置としてパワーステアリングが開発された。近年、電動モータを用いたパワーステアリング (Electric Power Steering 以下 EPS) が開発され、省エネルギー、省スペース、制御性の良さの観点から注目されている⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、現在の EPS 制御システムは運転者の操舵負担軽減のみを機能とするものが多く、制御性の良さといった特長を活かせば、車両運動性能を大幅に向上させることが期待できる。

本研究では、EPS システムをドライバの操舵負担軽減の観点ばかりでなく、車両安定性を向上させる観点から見直し、新しい EPS の制御システムを提案する。また、提案した制御システムを筆者達が開発してきた、EPS システムを室内で定量的に評価できる装置⁽³⁾ (Hardware in the Loop シミュレータ 以下 HILS) に実装し、その有効性を明らかにしたので報告する。

2. 車両安定性向上シミュレーション

2.1 シミュレーションモデル

本研究では、EPS システムを用いて外乱に対する車両安定性向上を目的とする。EPS システムは従来、操舵負担軽減を機能としており、EPS モータにはトルク制御が行われている。本報告では車両安定性向上のため EPS モータをアクチュエータとして用いる。そのため、EPS システムを用いる場合、どの車両状態量が外乱抑制に効果があるのかをシミュレーションにより明らかにする必要がある。

車両モデルは一般的な等価二輪モデルを用い、外乱はモーメントのみとする⁽⁴⁾。車両重心点回りの運動方程式は、

$$mV(\dot{\beta} + \gamma) = 2F_f + 2F_r \quad (1)$$

$$I\dot{\gamma} = 2l_f F_f - 2l_r F_r + M_d \quad (2)$$

となる。ただし、 V は車体速度、 β は車両重心点の横滑り角、 γ はヨーレート、 m は車体総質量、 I はヨー慣性モーメント、 l_f, l_r は重心点から前・後輪軸までの距離、 F_f, F_r は前輪・後輪横力、 M_d はモーメント外乱である。

タイヤの横滑り角は微小と考え、線形タイヤモデルを用いる。前輪・後輪のタイヤ横力は、

$$F_f = -C_f \beta_f \quad (3)$$

$$F_r = -C_r \beta_r \quad (4)$$

となる。ただし、 C_f, C_r は前輪・後輪のコーナリングステイフネス・輪分、 β_f, β_r は前輪・後輪の横滑り角である。

前輪・後輪の横滑り角は、

$$\beta_f = \beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \quad (5)$$

$$\beta_r = \beta - \frac{l_r}{V} \gamma \quad (6)$$

となる。ただし、 δ_f は前輪実舵角である。

セルフアライニングトルク (前輪 2 輪分) は、

$$T_{SAT} = 2\xi C_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) \quad (7)$$

となる。ただし、 ξ はトレール長 (一定) である。

ステアリングタイロッド軸力は、

$$F = \frac{T_{SAT}}{l_n} = \frac{2\xi C_f}{l_n} \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) \quad (8)$$

となる。ただし、 l_n はナックルアーム長である。

ステアリングは図 1 に示すような EPS システムを組み込

んだ物を用いる。
ステアリングの運動方程式は、

$$(I_{sw} + N_m^2 I_m + \frac{I_s}{N^2}) \ddot{\theta} + (C_{sw} + C_s) \dot{\theta} = T_{sw} + N_m T_m + \frac{T_{SAT}}{N} \quad (9)$$

$$\theta = N \delta_f \quad (10)$$

となる。ただし、 θ は操舵角、 δ_f は前輪実舵角、 T_{sw} は操舵トルク、 T_m はモータトルク、 T_{SAT} はセルフアライニングトルク、 I_{sw} はハンドル慣性モーメント、 I_m はモータ慣性モーメント、 I_s は前輪（両輪）慣性モーメント、 C_{sw} はハンドル側等価粘性係数、 C_s はタイヤ側等価粘性係数、 N_m はモータギヤ比、 N はステアリングギヤ比である。

Fig.1 Steering model
3. 制御系の設計

3.1 状態方程式

車両安定性向上の観点から、外乱に対するヨーレイトの応答を抑えることを目的とし制御系を設計する。ただし、ハンドルからの入力はないものとして操舵トルク $T_{sw}=0$ として考える。

本システムの状態方程式を式(11)に示す。

$$\dot{X} = AX + Bu + Ed \quad (11)$$

車両に入力されるモーメント外乱を d 、EPS システムからの制御入力（トルク指令値）を u とすると、本システムは式(12)で表される。

$$X = [\beta \quad \gamma \quad \dot{\theta} \quad \theta]^T \quad (12)$$

3.2 セルフアライニングトルクフィードバック

ステアリングタイロッド軸力より算出できるセルフアライニングトルクをフィードバックする。

制御入力 u は式(13)のようになる。

$$u = -K_{SAT} T_{SAT} = -2\zeta C_f K_{SAT} \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \frac{\theta}{N} \right) \quad (13)$$

シミュレーション結果を図2に示す。フィードバックゲイン K_{SAT} を変化させても、セルフアライニングトルクをフィードバックしない場合と比べてほとんど変化がなく、外乱に対する車両安定性はほとんど向上しない。

3.3 ヨーレイトフィードバック

低減させたい車両状態量であるヨーレイト γ をフィードバックする。

制御入力 u は式(14)のようになる。

$$u = -K_\gamma \gamma \quad (14)$$

シミュレーション結果を図3に示す。1.0Hz 付近以下で

は外乱に対するヨーレイトが低減されている。ゲイン K_γ を大きくすると外乱抑制が向上する。それ以上の周波数域では、位相のずれ、共振ピークができるが、結果として、ヨーレイトフィードバックは外乱抑制に有効な手段である。

3.4 全状態量フィードバック

車両状態量すべてをフィードバックする。

制御入力 u は式(15)のようになる。

$$u = -K_\beta \beta - K_\gamma \gamma - K_{\dot{\theta}} \dot{\theta} - K_\theta \theta \quad (15)$$

シミュレーション結果を図3に示す。ヨーレイトフィードバックと違い共振ピークはなく、どの周波数の外乱でも安定して外乱抑制が行える。これは、 $\beta, \dot{\theta}, \theta$ の項が共振ピークを立たせないように、全周波数域においてゲインを低減させるように制御しているためである。結果として、全状態フィードバックは外乱抑制に有効な手段である。ただし、図3において $K_\gamma=20$ 、全状態量フィードバック制御は制御入力であるモータトルクの最大値を同じ値としている。

— Without FB — — $K_{SAT}=0.05$ — — $K_{SAT}=0.1$ — — $K_{SAT}=1.0$

Fig.2 Bode diagram of yaw rate response to yaw moment disturbance with SAT feedback

Fig.3 Bode diagram of yaw rate response to yaw moment disturbance with all state and yaw rate feedback

4. スプリットμ路での車両安定性

4.1 シミュレーション条件

前章では周波数応答により、外乱に対する車両安定性向上について述べ、ヨーレイトフィードバックのみでも外乱抑制に効果があることが分かった。以下では、車両情報を用いずEPSシステムの情報のみで外乱に対する車両安定性を向上させるため、ヨーレイトを推定することを前提にヨーレイトフィードバックの効果について検討する。

モーメント外乱が発生する走行条件を設定する。車両が50km/hで走行中にスプリットμ路に突入し、制動力をかけることで-0.2Gの一定加速度が車両に生じる。図4に示すように、車両の左側(μ₁=0.3)、右側(μ₂=1.0)の制動力に差があるため車両にはモーメントM_dが働く⁽⁵⁾。これを、車両に入力される外乱と考えると、

$$M_d = \frac{d}{2}(\mu_1 F_{z1} + \mu_1 F_{z3} - \mu_2 F_{z2} - \mu_2 F_{z4}) \quad (16)$$

となる。ただし、dはトレッド幅、μ₁, μ₂は左右の路面摩擦係数、F_{zi}は各タイヤに生じる垂直荷重である。

車両の前後方向の運動方程式は、

$$m\dot{V} = -\mu_1 F_{z1} - \mu_2 F_{z2} - \mu_1 F_{z3} - \mu_2 F_{z4} \quad (17)$$

となる。ただし、 $\dot{V}$ は車両の加速度である。

車両モデル、タイヤモデル、ステアリングモデルは2章のものを使用すると、外乱に対する、車両モデル、ステアリングモデルの関係は図5のようになる。

Fig.4 Condition at braking on μ-split road

Fig.5 Block diagram of yaw rate feedback control of EPS

4.2 スプリットμ路の結果

図6に、シミュレーション結果を示す。車両安定性を示す指標であるヨーレイトが、ヨーレイトフィードバックをすることにより減少している。また、ヨーレイトフィードバックゲインK_yを大きくすると外乱抑制の効果も大きくなっている。よって、EPSシステムを用いたヨーレイトフィードバックを行うことにより車両安定性が向上した。

Fig.6 Comparison of which behavior between without FB and yaw rate FB (simulation)

5. HILS による有効性の確認

5.1 実験要項

前章ではシミュレーションにより、外乱に対して車両安定性の向上が期待できるヨーレイトフィードバックの制御を提案した。ここでは、実際のEPSシステムにヨーレイトフィードバックの制御システムを実装しその有効性を示す。実際のEPSシステムを用いて実験を行うに際し、実車を用いてはコスト、試験条件の再現性の問題があるため、本研究で開発した⁽³⁾、室内で実験を行えるHILSを使用する。

5.2 HILS の概要

HILS に使用する EPS システムは、車体質量が 1000kg 強の普通乗用車に搭載されている、図7に示すコラムアシストタイプのものを使用する。ドライバの操舵に応じた軸力を付加するため、PC 内に車両モデルを有し、リアルタイムで前輪の横滑り角からセルフアライニングトルク、軸力を算出する。AC サーボモータに軸力の指令を行い、同様に EPS の ECU には模擬する走行速度情報を送る。これにより、実車走行時と同様の操舵反力を得られるようにする。また、実際にかかる軸力は、ステアリングタイロッドに取付けた、ロードセルにより測定している。図7にステアリングHILSの概要を示す。

Fig.7 Description of steering HILS with proposed EPS system

5.3 車両状態量の推定

EPS システムを主に行っているため、実車において取得できるデータは、ハンドル操舵角、ステアリングタイロッド軸力、ステアリングのねじれトルク、車両速度である。そこで、HILS も同様であると考え、ステアリング装置のみで今回提案した EPS システムを実現するには、これらの

情報よりヨーレイトを推定しなければならない。

推定にはノイズの振る舞いを考慮できるカルマンフィルタを用い、車両モデル、ステアリングモデル、タイヤモデルは2章の物を用いる。

カルマンフィルタの状態方程式は、

$$\dot{\hat{X}} = A\hat{X} + Bu + L(Y - \hat{Y}) \quad (18)$$

となる。EPS モータへの制御入力（トルク指令値）を u 、操舵角 θ とステアリングタイロッド軸力 F の出力を Y 、オブザーバゲインを L とすると、本システムは式(19)で表される。

$$X = [\beta \quad \gamma \quad \dot{\theta} \quad \theta]^T \quad (19)$$

出力 Y は式(20)で表される。

$$Y = [\theta \quad F]^T \quad (20)$$

オブザーバゲインの設定は、カルマンフィルタのアルゴリズムを用いて設計する。

図8にカルマンフィルタのブロック線図を示す。ただし、 F はステアリングタイロッド軸力、 w はプロセスノイズとモーメント外乱、 v は観測ノイズを示している。

Fig.8 Block diagram of kalman filter

5.4 実験条件

前章と同様の車両の走行条件を設定し、モーメントのみの外乱が入力されるものとする。ただし、HILSにおいては、実際に車が走っている状態に近づけるために、ドライバの手をハンドルに添えるようにした。図9に実験結果を示す。

6. 結 言

本報告では、既存のEPSシステムを操舵負担軽減のみではなく、車両安定性向上をも目指した制御システムを構築し、検討した。今回はその中でも、耐外乱安定性に注目した。また、シミュレーション、HILSによりその効果を確認し、以下に示す知見が得られた。

- 1) 状態量フィードバックを行うため、ステアリングタイロッドの軸力、操舵角、車両速度から、状態量を推定する手法を提案し、その有効性を提案した。
- 2) ステアリングに取り付けてあるEPSシステムを制御することにより、外乱に対する車両安定性が向上できることをシミュレーション、および HILS により確認した。

今後、ドライバフィーリングも含めた操縦安定性向上についても考察する。さらに、ステアリング情報を用いた状態量推定の精度を向上させ、人間-車両系も考慮した新たなEPSシステムの提案を行っていく予定である。

参考文献

- (1) 清水康夫, 杉野光生, 河合俊岳, 松本哲也, 電動パワーステアリングについて, 自動車技術, vol.45, No.10, pp.53-60, 1991
- (2) M.Kawakoshi, M.Nagai, Modeling of Electric Power Steering for Enhancing Vehicle Handling and Stability, 1st, ACMDC Conference, No.02-202, pp.126-131, 2002
- (3) 瀬川, 中野, 碓井, 小竹, 永井, EPS 評価のためのステアリング HIL シミュレータの開発 (第一報) —中速域での実車反力模擬システムの検討—, 自動車技術会論文集, Vol.36, No.2, pp.125-130, 2005
- (4) 安部正人, 自動車の運動と制御, 山海堂, pp.5-145, 1992
- (5) J. Ackermann and T. Bunte, Yaw Disturbance Attenuation By Robust Decoupling Of Car Steering, Control Eng. Practice, Vol.5, No.8, pp.1131-1136, 1997

Fig.9 Comparison of vehicle behavior in the case without EPS and yaw rate FB EPS (HILS experiment)