Improvement of Steering Feel of Electric Power Steering System with Variable Gear Transmission System Using Decoupling Control

Yoshifumi Morita Senior Member (Nagoya Institute of Technology, morita@nitech.ac.jp)

Akitoshi Yokoi Student Member (Nagoya Institute of Technology)

Makoto Iwasaki Senior Member (Nagoya Institute of Technology)

Hiroyuki Ukai Senior Member (Nagoya Institute of Technology)

Nobuyuki Matsui Senior Member (Nagoya Institute of Technology)

Norihisa Ito Non-member (DENSO Corporation)

Nobuhiko Uryu Non-member (DENSO Corporation)

Yasuhiko Mukai Non-member (DENSO Corporation)

Keywords: electric power steering, variable gear transmission system, decoupling control, steering feel, Lissajous curve

Recently the electric power steering (EPS) system has been widely used in automobile. It enables us to reduce manufacturing cost and to improve fuel efficiency as compared with the traditional hydraulic power steering system. Moreover, recently the variable gear transmission system (VGTS) has received a great deal of attention. It enables us to vary the amount of tire movement by changing the steering gear ratio according to road speed. Thus the VGTS increases maneuverability. High class automobiles are equipped with the EPS system with the VGTS (EPS-VGTS system). However, it is difficult to tune controller gains so as to increase maneuverability, because the EPS-VGTS system has two inputs and these two control systems are coupled with each other. Moreover, since the moment of inertia of the steering increases due to the two motors, namely the EPS and VGTS motors, the degradation of maneuverability has to be improved. In this system these two issues on controller design have to be considered.

In this paper a new control method is proposed for the EPS system with the VGTS as shown in Fig. 1. The proposed control system is designed by applying decoupling control theory to the EPS-VGTS system and using two servo controllers. In this method we can separately consider gear ratio control and power assist control with good steering feel at controller design phase. The decoupled systems are torque control system and angle control system. In angle control system the PID control is used to achieve the desired gear ratio. In torque control system the PID control is used to achieve the desired torque designed so as to achieve good steering feel and power assist. The desired torque is calculated on the basis of the ideal model. In order to evaluate steering feel the Lissajous curve between the steering torque and the steering angle is used. The requirement for good steering feel is defined as follows; in the Lissajous curve in the range of the steering frequency band 0.2 – 1.8[Hz], (i) the phase lag between the steering angle and torque is reduced and (ii) the oscillation is suppressed. The effectiveness of the proposed control system

Fig. 1. EPS-VGTS model

Fig. 2. Lissajous curves with proposed controller (Gear ratio $z = 1$)

is verified using a test bench. The Lissajous curves with the proposed controller is shown in Fig. 2. It is seen from Fig. 2 that the steering feel can be improved. Moreover, it is found that the gear ratio control and the power assist control can be achieved by using the proposed controller.

非干渉制御を用いた可変ギア伝達機構付 電動パワーステアリングの操作性向上

上級会員 森田 良文* 学生員 横井 彰敏*
 上級会員 岩崎 誠* 上級会員 鵜飼 裕之*
 上級会員 松井 信行* 非会員 伊藤 徳久**
 非会員 瓜生 信彦** 非会員 向井 靖彦**

Improvement of Steering Feel of Electric Power Steering System with Variable Gear Transmission System Using Decoupling Control

Yoshifumi Morita*, Senior Member, Akitoshi Yokoi*, Student Member, Makoto Iwasaki*, Senior Member,
 Hiroyuki Ukai*, Senior Member, Nobuyuki Matsui*, Senior Member, Norihisa Ito**, Non-member,
 Nobuhiko Uryu**, Non-member, Yasuhiko Mukai**, Non-member

In this paper a new control method of Electric Power Steering (EPS) system with Variable Gear Transmission System (VGTS) is proposed. The control purpose is to achieve the desired steering gear ratio and the desired power assist with good steering feel. The basic idea of controller design is to apply decoupling control to this system and to separately design controllers for two decoupled systems. The angle control system and the torque control system are designed for the decoupled systems. In the angle control system the PID control is used for the desired gear ratio. In the torque control system the PID control is used for the desired assist torque designed so as to achieve good steering feel. In order to evaluate steering feel the Lissajous curve between the steering torque and steering angle is used. The effectiveness of the proposed controller is verified experimentally.

キーワード：電動パワーステアリング，可変ギア伝達機構，非干渉制御，操作性，リサージュ波形

Keywords: electric power steering, variable gear transmission system, decoupling control, steering feel, Lissajous curve

1. はじめに

現在，多くの自動車にパワーステアリングシステムが装備され，ドライバは軽い力で操舵することが可能となってきた。さらに最近では，電動モータによりアシストトルクを生成する電動式パワーステアリング（Electric Power Steering 以下，EPS と呼ぶ）が，油圧ポンプによりアシストトルクを生成する油圧式パワーステアリングに代わって主流となりつつある⁽¹⁾。このような広がりを支える技術として，EPS による操舵トルクの低減⁽²⁾，EPS による路面反力の

伝達⁽³⁾，車両の安定化⁽⁴⁾など，種々の研究^{(5)~(9)}がなされてきた。

さらに，現在のステア制御の技術動向として，より快適性を高めるために走行支援領域の拡大や，安全性を高めるためにドライバの意思サポート領域の拡大を目的とした，舵角制御の技術が取り入れられはじめている⁽¹⁰⁾。その中の代表的なシステムとして，電動モータを用いた可変ギア伝達機構（Variable Gear Transmission System 以下，VGTS と呼ぶ）がある。これは，速度に応じて，ステアリングの操作量に対するタイヤの切れ角であるステアリングギア比をフレキシブルに変化させるシステムである。低速時にはステアリングギア比を大きくして車庫入を容易にし，高速時には逆に小さくして高速道のレーンチェンジでの安定度を高める。また，エンジンやブレーキといった他の機構と連動して働くことにより，車両の挙動を安定に保ち，高い予防安全性や理想的な車両運動性能を実現することができる。

しかしながら，EPS と VGTS を統合したステアリング

* 名古屋工業大学
〒466-8555 名古屋市中区御器所町
Nagoya Institute of Technology
Gokiso-cho, Showa-ku, Nagoya, Aichi 466-8555

** (株) デンソー
〒448-8661 愛知県刈谷市昭和町 1-1
DENSO Corporation
1-1 Showa-cho, Kariya, Aichi 448-8661

システム（以下 EPS-VGTS と呼ぶ）では、二つのモータ間で相互干渉が発生するためコントローラのゲインチューニングが困難になるといった問題がある。さらに、本研究で扱うコラム式の VGTS の場合、ステアリングシャフトに VGTS モータが取り付けられるためステアリングホイール周りの慣性モーメントが増加し、これにより操作感性が劣化するという問題もある。

本研究では、コラム式の VGTS-EPS に対して非干渉制御を導入し、非干渉化された角度制御系においてはギア比制御を、トルク制御系においては操作感性の良いパワーアシスト制御を実現するコントローラ設計法を提案する。このようなモデルベース開発によるシステムティックなコントローラ設計法を提案することで、コントローラのチューニングが容易になるばかりか、システムの設計変更にも柔軟に対応できることが期待される。最後に、テストベンチにおいて検証実験を行い、リサージュ波形を用いた評価⁽¹¹⁾⁽¹²⁾によって操作感性の向上を確認する。

2. EPS-VGTS のモデル

本研究で扱うコラム式の EPS-VGTS のモデルを Fig. 1 に示す。ここで用いる物理定数と変数を Table 1 に示す。ステアリングホイール（以降ステアリングと呼ぶ）は VGTS モータのステータに固定され、VGTS モータのロータと入力軸が固定されている。これにより、ステアリングを θ_s だけ回転させると、それに併せて VGTS モータのステータも θ_s だけ回転し、さらに VGTS モータのロータを θ_g だけ回転させると、入力軸の回転角度 θ_{sg} は、

$$\theta_{sg} = \theta_s + \theta_g \dots \dots \dots (1)$$

Fig. 1. EPS-VGTS model

となる。ギア比 z は、出力軸の回転角度を θ_o とすると、

$$z = \frac{\theta_o}{\theta_s} \dots \dots \dots (2)$$

として表される。また、ドライバのステアリングトルクを T_s 、VGTS モータのトルクを τ_g 、EPS モータのトルクを τ_a とする。

この EPS-VGTS の運動方程式を導出すると以下となる。ステアリングならびに VGTS モータのステータに関する運動方程式：

Table 1. Notation of physical parameters and variables

Parameters	
Moment of inertia of steering wheel	J_s [kg·m ²]
Moment of inertia of stator of VGTS motor	J_{gs} [kg·m ²]
Moment of inertia of rotor of VGTS motor with gear	J_{gr} [kg·m ²]
Moment of inertia of output bar	J_o [kg·m ²]
Moment of inertia of EPS motor	J_m [kg·m ²]
Mass of rack	M_R [kg]
Damping coefficient of steering wheel	C_s [kg·m ² /s]
Damping coefficient of stator of VGTS motor	C_{gs} [kg·m ² /s]
Damping coefficient of rotor of VGTS motor with gear	C_{gr} [kg·m ² /s]
Damping coefficient of output bar	C_o [kg·m ² /s]
Damping coefficient of EPS motor	C_m [kg·m ² /s]
Damping coefficient of rack	C_R [kg/s]
Spring constant of input bar	K_T [N·m]
Spring constant of rack	K_R [N/m]
Gear ratio of VGTS motor	n_g
Gear ratio of EPS motor	n_a
Stroke ratio	p [m/rev]
Coulomb friction torque of steering wheel	F_s [N·m]
Coulomb friction torque of stator of VGTS motor	F_{gs} [N·m]
Coulomb friction torque of rotor of VGTS motor with gear	F_{gr} [N·m]
Coulomb friction torque of output bar	F_o [N·m]
Angle of steering wheel	θ_s [rad]
Angle of VGTS motor with gear	θ_g [rad]
Angle of input bar	θ_{sg} [rad]
Angle of output bar	θ_o [rad]
Angle of EPS motor	θ_m [rad]
Steering torque	T_s [N·m]
Torsion torque	T_{sn} [N·m]
Torque of VGTS motor	τ_g [N·m]
Torque of EPS motor	τ_a [N·m]
Torque of EPS motor with gear	T_m [N·m]
Torque acting on pinion shaft	T_R [N·m]
Force acting on rack	F_R [N]

Fig. 2. EPS-VGTS system

$$T_s - \tau_g = (J_s + J_{gs}) \frac{d^2 \theta_s}{dt^2} + (C_s + C_{gs}) \frac{d\theta_s}{dt} + F_{sv} \dots \dots \dots (3)$$

VGTS モータのロータに関する運動方程式：

$$\tau_g - T_{sn} = J_{gr} \frac{d^2 \theta_{sg}}{dt^2} + C_{gr} \frac{d\theta_{sg}}{dt} + F_{gr} \dots \dots \dots (4)$$

出力軸周りの運動方程式：

$$T_{sn} + T_m - T_R = J_o \frac{d^2 \theta_o}{dt^2} + C_o \frac{d\theta_o}{dt} + F_o \dots \dots \dots (5)$$

ラックに関する運動方程式：

$$F_R = M_R \frac{d^2 x_R}{dt^2} + C_R \frac{dx_R}{dt} + K_R x_R \dots \dots \dots (6)$$

EPS モータに関する運動方程式：

$$T_m = n_a \left(K_{tr}^a i_a - J_m \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} - C_m \frac{d\theta_m}{dt} \right) \dots \dots (7)$$

ここで、 $x_R = p\theta_o/(2\pi)$, $T_R = pF_R/(2\pi)$, $\theta_m = n_a\theta_o$, $F_{sv} = F_s + F_{gs} + F_{gr}$ とする。 F_s , F_{gs} , F_{gr} , F_o はクーロン摩擦トルクを表す。ラックのバネはタイヤからの路面反力を想定したものである。また、トーションバーにはトルクセンサが取り付けられており、そのねじれトルクの値を T_{sn} とすると、次式で表される。

$$T_{sn} = K_T(\theta_s + \theta_g - \theta_o) \dots \dots \dots (8)$$

(5), (6), (7) 式は一つにまとめることができ、これと (3), (4) 式をあわせることで、EPS-VGTS は 3 慣性系の集中定数システムとみなすことができる。また、この EPS-VGTS の入出力関係は Fig. 2 に示す通りで、 T_s , τ_g , τ_a が入力、 θ_s , θ_g , T_{sn} , θ_o がセンサ出力のシステムとなる。

3. リサージュ波形による操作感性の評価

ドライバによるステアリング操舵の操作感性を定量的に評価するために、リサージュ波形を用いる⁽¹¹⁾⁽¹²⁾。これは、ドライバがステアリングを正弦波状に左右に操舵した際のステアリング角度 θ_s とステアリングトルク T_s をそれぞれ横軸と縦軸にプロットしたものである。ただし、正弦波の振幅と周波数は一定とする。

本研究では、ドライバの操舵周波数帯域から判断して、振幅を 20[deg] 一定とし、一定の周波数として 0.2[Hz], 0.5[Hz], 1.0[Hz], 1.8[Hz] の 4 通りについて操作感性を調べる。また、VGTS と EPS の二つのモータの慣性と粘性の影響に起因する操作感性の劣化改善策を考えるため、二つのモータの慣性や粘性の影響がない状態のリサージュ波形を操作感性の良いものとして定義し、これを理想状態と呼ぶ。この求め方は〈4・3・2〉節に示す。

4. 非干渉制御に基づく制御系設計

EPS-VGTS における制御目的は、ギア比制御を行うことと同時に、モータの慣性や粘性に起因する操作感性の劣

化を改善しつつパワーアシスト制御を実現することにある。このために、VGTS モータの指令トルクと EPS モータの指令トルクの両方を設計することになる。しかしながら、EPS と VGTS の二つの制御系が互いに干渉するため、これらのコントローラのゲインチューニングが困難となる。そこで、非干渉制御を適用することで、二つの制御系においてコントローラを個別設計する手法を提案する。これにより、二つの制御目的に対するコントローラの設計の指針が立てやすくなり、コントローラのゲインチューニングが容易になるばかりか、性能の向上も期待される。

〈4・1〉 状態空間モデル (1) - (8) 式で表された EPS-VGTS の運動方程式をまとめると次式で表される。

$$\hat{J}\ddot{\theta} + \hat{C}\dot{\theta} + \hat{K}\theta = \hat{T}u \dots \dots \dots (9)$$

ただし、制御系設計を考える上で、ドライバのステアリングトルク T_s と、非線形項であるクーロン摩擦トルクを無視する。ここで、

$$\theta = \begin{bmatrix} \theta_s & \theta_g & \theta_o \end{bmatrix}^T, \quad u = \begin{bmatrix} \tau_g & \tau_a \end{bmatrix}^T, \\ \hat{J} = \begin{bmatrix} J_1 & J_{gr} & 0 \\ J_{gr} & J_{gr} & 0 \\ 0 & 0 & J_2 \end{bmatrix}, \quad \hat{C} = \begin{bmatrix} C_1 & C_{gr} & 0 \\ G_{gr} & C_{gr} & 0 \\ 0 & 0 & C_2 \end{bmatrix}, \\ \hat{K} = \begin{bmatrix} K_T & K_T & -K_T \\ K_T & K_T & -K_T \\ -K_T & -K_T & K_2 \end{bmatrix}, \quad \hat{T} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \\ J_1 = J_s + J_{gs} + J_{gr}, \quad C_1 = C_s + C_{gs} + C_{gr}, \\ J_2 = J_o + n_a^2 J_m + (p/2\pi)^2 M_R, \\ C_2 = C_o + n_a^2 C_m + (p/2\pi)^2 C_R, \\ K_2 = K_T + (p/2\pi)^2 K_R$$

である。いま、状態変数を $x = [\theta^T \quad \dot{\theta}^T]^T$ とおくと、(9) 式は、以下の状態空間モデルで表される。

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx \end{cases} \dots \dots \dots (10)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\hat{J}^{-1}\hat{K} & -\hat{J}^{-1}\hat{C} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ \hat{J}^{-1}\hat{T} \end{bmatrix}, \\ C = \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_T & K_T & -K_T & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

ここでは、4.2 節以降で述べる制御系設計のために、制御量 y を VGTS モータの回転子角度 θ_g とトルクセンサの値 T_{sn} の二つとする。

〈4・2〉 非干渉制御 EPS-VGTS に非干渉制御理論を適用する。ここでは、以下の状態フィードバック制御則を用いる。

$$u = Fx + Gv \dots \dots \dots (11)$$

ここで $v = [v_1 \quad v_2]^T$ は新たな制御入力であり、フィードバックゲイン F と G は次式で表される。

$$F = -B^{*-1}C^* \dots\dots\dots (12)$$

$$G = B^{*-1} \dots\dots\dots (13)$$

$$B^* = \begin{bmatrix} c_1^T AB \\ c_2^T AB \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{J_1}{J_{gr}(J_s + J_{gs})} & 0 \\ \frac{K_T}{J_{gr}} & \frac{-K_T}{J_2} \end{bmatrix},$$

$$C^* = \begin{bmatrix} c_1^T A^2 \\ c_2^T A^2 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{-K_T}{J_{gr}} & \frac{-K_T}{J_{gr}} \\ -K_T^2 \frac{(J_2 + J_{gr})}{J_2 J_{gr}} & -K_T^2 \frac{(J_2 + J_{gr})}{J_2 J_{gr}} \\ \frac{K_T}{J_{gr}} & \frac{J_{gr} C_1 - J_1 C_{gr}}{J_{gr}(J_1 - J_{gr})} \\ \frac{K_T(K_T J_2 + K_2 J_{gr})}{J_2 J_{gr}} & \frac{-K_T C_{gr}}{J_{gr}} \\ \frac{-C_{gr}}{J_{gr}} & 0 \\ -K_T C_{gr} & \frac{K_T C_2}{J_2} \end{bmatrix}$$

非干渉化できるための必要十分条件は、 B^* が正則になることである。このことは上述の B^* の要素から明らかである。

非干渉化後の状態空間モデルと伝達関数は次式で表され、そのブロック図を Fig. 3 に示す。

$$\begin{cases} \dot{x} = (A + BF)x + BGv \\ y = Cx \end{cases} \dots\dots\dots (14)$$

$$H_{FG}(s) = C(sI - A - BF)^{-1}BG = \begin{bmatrix} \frac{1}{s^2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{s^2} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (15)$$

非干渉化されたシステムは、それぞれが 2 個の積分器を持つ特性になる。これにより、 v_1 から θ_g までの角度制御系と、 v_2 から T_{sn} までのトルク制御系が非干渉化され、独立して制御系設計が可能となる。

Fig. 3. Decoupled systems

〈4・3〉 各制御系の設計

〈4・3・1〉 角度制御系の設計 角度制御系では、 v_1 を操作量に、VGTS モータの回転子角度 θ_g を制御量とするシステムに対して、ギア比制御を実現する制御系を設計する。目標のギア比を z とすると、VGTS モータの回転子角度 θ_g に対する目標値 θ_g^{ref} は、

$$\theta_g^{ref} = (z - 1)\theta_s \dots\dots\dots (16)$$

となる。いま、目標のギア比を 0.5, 1, 2 にすると、それぞれ VGTS モータの目標回転角度は $-0.5\theta_s$, 0 , θ_s となる。すなわち、ギア比を 1 とすると VGTS モータはロックされた状態になり、ギア比が 1 を超えるとステアリングの回転方向に対して VGTS モータは正回転をし、ギア比が 1 より小さいときはステアリングの回転方向に対して VGTS モータが逆回転をする。この目標値 θ_g^{ref} に追従するサーボ系として PID コントローラを用いると、その制御入力 v_1 は、

$$v_1 = K_P^g(\theta_g^{ref} - \theta_g) + K_I^g \int_0^t (\theta_g^{ref} - \theta_g) dt + K_D^g \frac{d}{dt}(\theta_g^{ref} - \theta_g) \dots\dots\dots (17)$$

として表される。

〈4・3・2〉 トルク制御系の設計 トルク制御系では、 v_2 を操作量、トルクセンサの値 T_{sn} を制御量とするシステムに対して、操作感性の良い、パワーアシストを実現する制御系を設計する。

まず、VGTS モータのギア比制御が達成されているものとする $\theta_g = \theta_g^{ref}$ となり、これと (1), (3), (4), (16) 式を用いると、ステアリングに関する運動方程式は

$$T_s = (J_s + J_{gs} + zJ_{gr}) \frac{d^2\theta_s}{dt^2} + (C_s + C_{gs} + zC_{gr}) \frac{d\theta_s}{dt} + T_{sn} \dots\dots\dots (18)$$

となり、これをラプラス変換すると、

$$T_s(s) = (J_s + J_{gs} + zJ_{gr})s^2\theta_s(s) + (C_s + C_{gs} + zC_{gr})s\theta_s(s) + T_{sn}(s) \dots\dots\dots (19)$$

となる。ただし、クーロン摩擦トルクを無視した。

さて、EPS-VGTS における操作感性を悪くする原因が、二つのモータの慣性と粘性の影響にあるので、これらを無視した理想モデルから、理想状態のリサージュ波形を求める。ここで、VGTS の慣性と粘性の影響を無視するために、VGTS モータを取り外して、ステアリングと入力軸が直結されたシステムを考える。これにより、(3) 式と (4) 式から

$$T_s^{ideal} = J_s \frac{d^2\theta_s}{dt^2} + C_s \frac{d\theta_s}{dt} + T_{sn}^{ideal} \dots\dots\dots (20)$$

を得る。ただし、 T_s^{ideal} と T_{sn}^{ideal} はそれぞれ理想状態におけるステアリングトルクとトルクセンサの値である。一方、EPS の慣性と粘性の影響を無視するために、(9) 式の行列

表示の3行目の J_m と C_m を無視し, $\theta_g = 0$, $\tau_a = 0$ とすると,

$$T_{sn}^{ideal} = J_3 \frac{d^2 \theta_o}{dt^2} + C_3 \frac{d\theta_o}{dt} + K_3 \theta_o \dots \dots \dots (21)$$

ただし, $J_3 = J_o + (p/2\pi)^2 M_R$, $C_3 = C_o + (p/2\pi)^2 C_R$, $K_3 = (p/2\pi)^2 K_R$.

$$T_{sn}^{ideal} = K_T(\theta_s - \theta_o) \dots \dots \dots (22)$$

とする。以上より, (20), (21), (22) 式は理想のモデルを表す。(20) 式は, Fig. 1 におけるトルクセンサより上部の理想モデルを表すのに対し, (21) 式は, トルクセンサより下部の理想モデルを表す。(20), (21), (22) 式をラプラス変換してまとめると,

$$T_s^{ideal}(s) = \{(J_s s^2 + C_s s) + G_c^{ideal}(s)\} \theta_s(s) \dots (23)$$

$$G_c^{ideal}(s) = K_T \frac{J_3 s^2 + C_3 s + K_3}{J_3 s^2 + C_3 s + K_3 + K_T}$$

となり, これが理想状態のリサージュ波形となる。

さて, トルクセンサの目標値 $T_{sn}^{ref}(s)$ は, (19) 式が (23) 式となるように決定すればよい。よって,

$$T_{sn}^{ref}(s) = \{G_c^{cancel}(s) + G_c^{ideal}(s)\} \theta_s(s) \dots (24)$$

$$G_c^{cancel}(s) = -\{(J_{gs} + z J_{gr}) s^2 + (C_{gs} + z C_{gr}) s\}$$

がトルクセンサの目標値となる。(24) 式の $G_c^{cancel}(s) \theta_s(s)$ の項によって, VGTS モータの慣性トルクや粘性トルクをキャンセルする項である。一方, (24) 式の $G_c^{ideal}(s) \theta_s(s)$ の項は EPS モータの慣性トルクや粘性トルクの無い理想状態を実現する目標トルクである。これらによって, 良い操作性を実現する。

さらに, トルクセンサの値に応じて EPS モータがアシストトルクを発生するといったパワーアシストを実現する必要がある。ただし, トルクセンサの値が小さいときにはアシストトルクが発生しない不感帯が存在し, また車速度に応じてアシストトルクの大きさが異なる。そこで, アシストトルクをトルクセンサの値のゲイン倍 K_{pa} と近似して, アシストトルクのためのトルクセンサの目標値 $T_{sn}^{ref}(s)$ を次式のように考える。

$$T_{sn}^{ref}(s) = \{K_{pa} G_s^{cancel}(s) + G_c^{ideal}(s)\} \theta_s(s) - K_{pa} T_{sn}(s) \dots \dots \dots (25)$$

これより, トルクセンサの値 $T_{sn}(s)$ が大きくなると, トルクセンサの目標値 $T_{sn}^{ref}(s)$ が小さな値となる。これにより, ステアリングトルク $T_s(s)$ の値も小さくなるため, パワーアシストが実現されることが分かる。なお, (25) 式の第1項にかかる K_{pa} はアシストトルクが操作性の改善効果を低下させることを防ぐための補正係数である。

(23) 式はクーロン摩擦トルクを無視した場合の理想状態のリサージュ波形である。しかしながら現実にはクーロン摩擦トルクが存在するので, (23) 式右辺にクーロン摩擦ト

Fig. 4. Ideal Lissajous curves

ルクの項を加えたものを改めて理想状態のリサージュ波形と呼ぶ。5章のテストベンチに対する理想状態のリサージュ波形を Fig. 4 の太実線にて示す。併せてクーロン摩擦トルクを無視した場合のリサージュ波形を細実線にて示す。この細実線で示された楕円の長軸の傾きは, ラックのバネ定数に対応する。すなわち, 本研究において操作性が良いとは, モータの慣性トルクや粘性トルクの影響を受けることなく, ラックのバネからの反力をドライバが感じることである。

また, 検証実験の際には, センサノイズの影響を除去し, またクーロン摩擦トルクの影響を補償するために, (25) 式のトルクセンサの目標値 $T_{sn}^{ref}(s)$ の代わりに次式を用いる。

$$T_{sn}^{ref}(s) = \{K_{pa} G_s^{cancel}(s) + G_c^{ideal}(s)\} F_1(s) \theta_s(s) + F_2(s) F_{2c} \text{sign}(\dot{\theta}_s) - K_{pa} T_{sn}(s) \dots \dots \dots (26)$$

ここで, $F_1(s)$ はセンサノイズを取り除くローパスフィルタ, F_{2c} はステアリングトルク T_s の大きさを調整するためのゲイン, $F_2(s)$ はドライバの操舵方向反転時のリサージュ波形の急激な変化を減らすためのローパスフィルタである。

トルクセンサの目標値に追従するサーボ系としてPIDコントローラを用いると, その制御入力 v_2 は,

$$v_2 = K_P^a (T_{sn}^{ref} - T_{sn}) + K_I^a \int_0^t (T_{sn}^{ref} - T_{sn}) dt + K_D^a \frac{d}{dt} (T_{sn}^{ref} - T_{sn}) \dots \dots \dots (27)$$

として表される。

5. テストベンチによる検証

前章で設計した非干渉制御に基づく角度制御系とトルク制御系の検証を, テストベンチを用いて行う。

Table 1 の物理パラメータは, 同定実験を行うことで決定した。また, (24) 式におけるステアリング角度 $\theta_s(t)$ からトルクセンサの目標値 $T_{sn}^{ref}(t)$ までの伝達特性を Fig. 5 に示す。これより, 操舵周波数帯域 (2[Hz] 以下) では, 位相進み特性を示していることが分かる。

Fig. 5. Frequency characteristic of $\{G_c^{cancel}(s) + G_c^{ideal}(s)\}$

Fig. 6. Lissajous curves without electrification for motor

まず、モータの慣性と粘性が操作感性に与える影響を調べるために、モータを通電しない時のリサージュ波形を Fig. 6 に示す。図中の矢印は、リサージュ波形の回転方向を示す。これ以降の全てのリサージュ波形の回転方向も同じであることに注意されたい。Fig. 6 より、操舵周波数が高くなるにしたがい、Fig. 4 の理想リサージュ波形とは大きく異なることがわかる。これはモータの慣性トルクの影響に起因するものである。このとき、ドライバはステアリングを切り返す際に大きな力が必要であるといった違和感を感じる。すなわち、これが操作感性の悪い状態である。

次に、アシストトルクが働かない領域における提案手法の検証を行う。ギア比が $z = 1.0$, $z = 0.5$, $z = 2.0$ のリサージュ波形をそれぞれ Fig. 7, Fig. 8, Fig. 9 に示す。ギア比の大きさにかかわらず、Fig. 4 の理想リサージュ波形に近いことから操作感性が良いことが分かる。ただし、Fig. 7 と Fig. 9 の操舵周波数 1.8[Hz] のリサージュ波形は、理想リサージュ波形と比べて傾斜度合いが異なるが、Fig. 6 の補償しない場合のリサージュ波形と比べて改善効果は大きく、実用上は操作感性の大幅な改善とみなすことができる。また、ギア比制御の性能評価のために、ステアリングを一定速度で 45[deg] まで操舵し、その状態で保舵する場合の時間応答を Fig. 10 に示す。これより、出力軸角度 θ_o が、ス

Fig. 7. Lissajous curves with proposed controller without power assist (Gear ratio $z = 1$)

Fig. 8. Lissajous curves with proposed controller without power assist (Gear ratio $z = 2$)

Fig. 9. Lissajous curves with proposed controller without power assist (Gear ratio $z = 0.5$)

テアリングの操舵角 θ_s のギア比 z 倍の角度に追従していることから、ギア比制御が達成していることが分かる。

一方、アシストトルクが働く領域における提案手法の検証を行う。パワーアシストを行った場合のギア比 $z = 1$ のリサージュ波形を Fig. 11 に示す。Fig. 7 と Fig. 11 を比較すると、パワーアシストを行うことでステアリングトルク T_s が小さくなることが分かる。操舵周波数 0.2[Hz] の場合と比較すると、最大値が 4.6[N·m] から 2.8[N·m] と減少している。このことからパワーアシストが実現されていることが確認できる。また、すべての操舵周波数において Fig. 4 の理想リサージュ波形に近いことから、操作感性も改善していることが確認できる。なお、ギア比が $z = 0.5$ と $z = 2$

Fig. 10. Responses of steering and output angles

Fig. 11. Lissajous curves with proposed controller with power assist (Gear ratio $z = 1$)

Fig. 12. Lissajous curves without decoupling controller (Gear ratio $z = 0.5$)

の場合も同様の結果を得た。

最後に、非干渉制御を用いないで、角度制御系とトルク制御系を設計した場合の結果を Fig. 12 に示す。Fig. 4 の理想リサージュ波形に近いものの、約 10[Hz] の振動がリサージュ波形に重畳していることが分かる。これは、トルク制御系への入力に角度制御系に影響を及ぼし、角度追従が正しく行えないといった相互干渉の問題が生じているためである。これによってステアリング操舵時の振動といった違和感を感じることを確認した。

6. まとめ

コラム式の変速ギア伝達機構付電動パワーステアリングの操作性向上を目的とした非干渉制御に基づく制御系を提案した。非干渉化された角度制御系とトルク制御系において、前者においてはギア比制御を、後者においては操作性のよい、パワーアシスト制御を実現するコントローラ設計法を提案した。テストベンチを用いた検証実験から、ギア比制御の実現と同時に、リサージュ波形に基づく評価から操作性が良いこと、さらにはパワーアシスト制御の実現を確認した。操作性については、リサージュ波形の理想状態のモデルを導出し、それをトルクセンサの目標値とすることで、操舵方向反転時のステアリングトルクの増大や振動による違和感の解消が可能となり、操作性が改善されたことを確認した。

(平成 21 年 4 月 13 日受付, 平成 21 年 8 月 10 日再受付)

文 献

- (1) 小川計介:「電動化進むステアリング」, 日経 Automotive Technology, 2007-4 号, pp.80-85 (2007)
- (2) M. Kurishige, H. Kumamoto, and O. Nishihara: "A New Control Strategy to Reduce Steering Torque for Vehicles Equipped with Electric Power Steering (Steering Angular Velocity Controller Using the Observer for Specified Frequency)", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. C, Vol.68, No.675, pp.3238-3245 (2002) (in Japanese)
栗重正彦・熊本博光・西原 修:「電動パワーステアリングの操舵トルク低減制御方式: オブザーバを用いた発振周波数に対するステアリング角速度制御」, 日本機械学論 C 編, Vol.68, No.675, pp.3238-3245 (2002)
- (3) 杉谷伸夫・藤原幸広・内田健康・藤田政之:「ロードインフォーマションを考慮した電動パワーステアリング制御」, 自技会学術講演会前刷集 964, pp.129-132 (1996)
- (4) 本山廉夫:「電動パワーステアリング制御「EPS+」の開発」, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.20, pp.97-98 (2008)
- (5) 藤原幸広・足立修一:「電動パワーステアリング制御手法に関する一考察—ドライバ操舵トルク推定による制御系の構成—」, Dynamical System Theory シンポジウム資料, pp.257-260 (2000)
- (6) 井尻和一郎・筒井高志:「電動パワーステアリングの技術動向」, KOYO Engineering Journal, No.162, pp.28-32 (2002)
- (7) K. Yubai, Y. Uga, T. Suzuki, S. Okuma, and T. Daidou: "Design Method of Electric Power Steering Control System Using Scheduled H_∞ Control", Trans. IEEJ, Vol.119-C, No.1, pp.83-90 (1999-1) (in Japanese)
弓場井一裕・宇賀雄次・鈴木達也・大熊繁・大道俊彦:「スケジュールド H_∞ 制御を用いた電動パワーステアリング駆動系の設計手法」, 電学論 C, 119, 1, pp.83-90 (1999-1)
- (8) S. Takehara and T. Yoshioka: "Improvement of Steering and Vehicle Characteristics due to Electric Power Assist Steering with Disturbance Observer", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. C, Vol.70, No.698, pp.2913-2916 (2004) (in Japanese)
竹原 伸・吉岡 透:「外乱オブザーバを用いた電動パワーステアリングによる操舵/車両応答特性の向上」, 日本機械学論 C 編, Vol.70, No.698, pp.2913-2916 (2004)
- (9) M. Yokoyama, T. Kawasaki, and M. Tsuchiya: "Sliding Mode Control Electric Power Assist Systems", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. C, Vol.72, No.721, pp.2838-2844 (2006) (in Japanese)
横山 誠・川崎貴史・土屋雅彦:「電動パワーアシスト装置のスライディングモード制御」, 日本機械学論 C 編, Vol.72, No.721, pp.2838-2844 (2006)
- (10) 小川計介:「レクサスの挑戦」, 日経 Automotive Technology, 2005/10 号, p.146 (2005)

- (11) Y. Mukai, H. Ukai, M. Iwasaki, N. Matsui, et al.: "Improvement of Maneuvering Feeling of Human-Mechanical Cooperative System and Its Application to Electric Power Steering System", Proc. of Int. Conf. on Control, Automation, and Systems (ICCAS2003) (2003)
- (12) Y. Morita, K. Torii, N. Tsuchida, H. Ukai, M. Iwasaki, N. Matsui, et al.: "Decoupling Control of Electric Power Steering System with Variable Gear Transmission System", Procs. of the 32nd Annual Conf. of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON'06), pp.5364-5269 (2006)

森 田 良 文 (上級会員) 1964 年生。1989 年 3 月名古屋工業大学大学院工学研究科博士前期課程修了。同年 4 月 (株) 日本電装 (現在, (株) デンソー) に入社。1991 年 3 月 10 月岐阜工業高等専門学校電子制御工学科助手。2000 年 4 月名古屋工業大学電気情報工学科講師, 現在, 同大学大学院工学研究科教授。工学博士。ロボットの運動制御, 人間機械協調系の支援制御, リハビリロボットの研究に従事。計測自動制御学会, 日本機械学会, IEEE 会員。

横 井 彰 敏 (学生会員) 1984 年生。2007 年 3 月岐阜大学工学部電気電子工学科卒業。2009 年 3 月名古屋工業大学大学院工学研究科情報工学専攻修了。在学中, 電動パワーステアリングの制御に関する研究に従事。

岩 崎 誠 (上級会員) 1964 年生。1991 年 3 月名古屋工業大学大学院工学研究科博士後期課程修了。同年 4 月, 同大学電気情報工学科助手, 現在, 同大学大学院工学研究科教授。工学博士。運動制御の研究に従事。精密工学会, IEEE 会員。

鵜 飼 裕 之 (上級会員) 1954 年生。1979 年 3 月名古屋工業大学大学院計測工学専攻修了。1980 年同大学電気工学科助手, 現在, 同大学大学院工学研究科教授。工学博士。電力系統の監視制御システムおよびロボット制御に関する研究に従事。計測自動制御学会, 日本原子力学会, 高速信号処理応用技術学会, IEEE 会員。

松 井 信 行 (上級会員) 1943 年生。1968 年 3 月名古屋工業大学大学院修士課程修了。同年 4 月, 同大学助手, 講師, 助教授を経て, 1985 年 4 月, 電気情報工学科教授, 2000 年 4 月より 2002 年 10 月まで同大学副学長, 同年 11 月に教授に復職後, 2004 年 1 月同大学学長。工学博士。パワーエレクトロニクスおよびモーションコントロールの研究と教育に従事。2001 年電気学会部門活動功労賞, 2002 年電気学会学術振興賞 (論文賞), 同優秀技術活動賞, 同産業応用特別賞 (貢献賞), 小平記念賞, 2004 年 Best Transactions Paper Award from IEEE Industrial Electronics Society, 2009 年電気学会電気学術振興賞 (進歩賞) 受賞。計測自動制御学会会員, IEEE Fellow。

伊 藤 徳 久 (非会員) 1960 年生。1984 年 4 月 (株) 日本電装 (現在, (株) デンソー) に入社。現在, 電気制御機器部電気制御技術企画室室長。

瓜 生 信 彦 (非会員) 1966 年生。1988 年 4 月 (株) 日本電装 (現在, (株) デンソー) に入社。現在, 電気制御機器部電気制御技術企画室主幹。

向 井 靖 彦 (非会員) 1978 年生。2002 年 3 月名古屋工業大学電気情報工学科卒業。2004 年 3 月同大学大学院工学研究科システムマネジメント工学専攻修了。2004 年 4 月 (株) 日本電装 (現在, (株) デンソー) に入社。現在, 電気制御機器部 電気制御技術企画室。