オブザーバによる横風外乱推定および 電動パワーステアリングによる補償制御*

北野 弘明^{*1}, 西原 修^{*2}, 栗重 正彦^{*1}, 松永 隆徳^{*3}

Estimation of Lateral Disturbance with Observer and Compensation Control with Electric Power Steering

Hiroaki KITANO^{*1}, Osamu NISHIHARA, Masahiko KURISHIGE and Takanori MATSUNAGA

^{*1} Advanced Technology R&D Center, Mitsubishi Electric Corporation
8-1-1 Tsukaguchi-Honmachi, Amagasaki, Hyogo, 661-8661 Japan

This paper describes a method for estimating the crosswind disturbance and the transverse slope affecting a passenger vehicle that is travelling in a straight line. It also discusses a compensation control system that uses electric power steering to provide steering assistance to the driver. Under ordinary driving conditions, the aerodynamic sideslip angle remains small, and therefore, the center of pressure remains reasonably stable. In this study, a constant center of pressure is assumed, and a lower-order disturbance observer is designed so as to reduce the computational cost of the implementation. The transverse slope is estimated independently of the crosswind, and the compensation torque of the electric power steering system is determined by the crosswind component. Vehicle dynamics simulations confirmed that the yaw rate could be reduced by using the proposed quartic disturbance observer.

Key Words : Automobile, Driving Support, Crosswind Disturbance, Transverse Slope, Compensation Control, Disturbance Observer, Electric Power Steering, Center of Pressure, Aerodynamic Sideslip Angle

1. 緒 言

走行中の自動車は、横風や路面の横断勾配等により、車両の進行方向や横位置に影響を受けている。横外乱の抑制は操縦安定性に関連する課題として活発に研究されており^{(1)~(9)}、とりわけ海岸沿いの高速道路や橋の上などでは、強い横風の発生により、直進を維持するためにドライバーの操舵が必要とされる場合がある⁽⁷⁾。

横外乱を外乱オブザーバで推定し、電動パワーステアリング(EPS: Electric Power Steering)で補償する制御手法が報告されているが^{(10),(11)}、未だに広く普及はしていない。田島らは七次の外乱オブザーバ⁽¹¹⁾を提案している。Ohtaらは計算負荷の低い四次のオブザーバ⁽¹⁰⁾としているが、横風によるモーメントを考慮していない。そこで、本研究では、車速に比して横風の風速が低く、対気横滑り角が小さい走行状況なら、横風の風圧中心が車体形状により決まり、ほぼ定位置となることに着目し、四次のオブザーバで横風による空力モーメントの影響を考慮する方法について検討する。推定された横外乱に応じて、電動パワーステアリングのアシストトルクに、外乱を打ち消す方向の補償トルクを重畳させると、ドライバーが意図しない、外乱による車両挙動は抑制される。本稿では線形モデルによる理論解析とシミュレーション検討、および車両運動シミュレーションソフトによる風圧中心がオブザーバの設定値から変動する場合の検討を進める。

* 原稿受付 2012 年 5 月 23 日

^{*1} 正員, 三菱電機(株)先端技術総合研究所 (〒661-8661 兵庫県尼崎市塚口本町 8-1-1)

^{*2} 正員, 京都大学大学院 情報学研究科

^{*3} 三菱電機(株)自動車機器開発センター

E-mail: Kitano.Hiroaki@ab.mitsubishielectric.co.jp

記 号

m	: 車両質量 [kg]
I	: 車両ヨー慣性モーメント [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
V	: 車両速度 [m/s]
v_x	: 車両前後方向速度 [m/s]
v_y	: 車両横方向速度 [m/s]
δ_f	: タイヤ操舵角 [rad]
K_f, K_r	: 前輪, 後輪コーナリングパワー [N/rad]
l_f, l_r	: 前輪, 後輪から重心までの距離 [m]
l	: ホイールベース [m]
γ	: ヨーレート [rad/s]
G_y	: 横加速度センサ出力 [m/s^2]
ρ	: 空気密度 [kg/m^3]
S	: 代表面積 [m^2]
I_s	: ステアリングの等価慣性モーメント [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
C_s	: ステアリングの等価減衰係数 [Nm/(rad/s)]
T_s	: セルフアライニングトルク [N·m]
T_m	: 操舵アシストトルク [N·m]
N_t	: ステアリングギア比
N_m	: モータギア比
ξ	: 前輪トレール[m]

2. 車両モデル

車両走行中のおもな横外乱は、道路の横勾配による重力の横方向分力と横風による横力であり、横風は、横力外乱だけでなく、ヨーモーメント外乱としても作用する。本研究では横外乱を道路の横勾配による横勾配外乱 F_G 、横風により重心に作用する横力外乱 F_w 、重心まわりのヨーモーメント外乱 M_w により表現する。走行中に横外乱が作用すると、ドライバーの意図しない横運動や回転が発生し、修正操舵が必要となるときがある。本章では図 1 に従い、横風が車両挙動に及ぼす影響のモデル化について説明する。

Fig. 1 Lateral disturbance acting on a vehicle

Fig. 2 Vehicle model

本研究は、図 2 に示す線形タイヤモデルによる標準的な二輪モデル⁽¹⁾を用いる。まず、横外乱の影響を含めた運動方程式(1), (2), 横加速度センサ出力についての関係式(3)を示しておく。

$$\dot{v}_y = -\frac{2K_f}{m} \left(\frac{v_y}{V} + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) - \frac{2K_r}{m} \left(\frac{v_y}{V} - \frac{l_r}{V} \gamma \right) - V \gamma + \frac{F_w}{m} + \frac{F_G}{m} \quad (1)$$

$$\dot{\gamma} = -\frac{2K_f l_f}{I} \left(\frac{v_y}{V} + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) + \frac{2K_r l_r}{I} \left(\frac{v_y}{V} - \frac{l_r}{V} \gamma \right) + \frac{M_w}{I} \quad (2)$$

$$G_y = \dot{v}_y + V \gamma - \frac{F_G}{m} \quad (3)$$

図 1 に示すように、風速 U の横風を受けながら前後方向速度 v_x で走行中の車両を仮定する。車両から観測した対気横滑り角 ψ_a は

$$\psi_a = \tan^{-1} \left(\frac{U + v_y}{v_x} \right) \quad (4)$$

となる。車両に作用する横力外乱とヨーモーメント外乱は

$$F_w = \frac{1}{2} \rho \left[(U + v_y)^2 + v_x^2 \right] S C_F(\psi_a) \quad (5)$$

$$M_w = \frac{1}{2} \rho \left[(U + v_y)^2 + v_x^2 \right] S l C_M(\psi_a) \quad (6)$$

と仮定する⁽¹²⁾。ここで、 $C_F(\psi_a)$ は車体の横力係数、 $C_M(\psi_a)$ はヨーモーメント係数であり、対気横滑り角 ψ_a の関数とする。

ヨーモーメント外乱を風圧中心と車両重心点の距離 l_w と横力外乱との積とすると

$$\frac{M_w}{F_w} = l \frac{C_M(\psi_a)}{C_F(\psi_a)} = l_w \quad (7)$$

となり、 M_w は次式で表される。

$$M_w = l_w F_w \quad (8)$$

車両の前後方向速度 v_x と比して横風の風速 U が低いなどの原因で対気横滑り角 ψ_a が小さく、車両形状により、例えば 20 deg 以内なら風圧中心位置 l_w が既知の定数とみなせる場合がある⁽⁵⁾。車両の前後方向速度が $v_x = 60, 80, 100 \text{ km/h}$ で直線上を走行しているとき、車両軌跡に対して真横から吹く横風の風速 U と対気横滑り角 ψ_a の関係は図 3 のようになる。次章では、 l_w が既知の定数として、式(8)により横外乱オブザーバを構築する。

3. 横外乱オブザーバの構築

3・1 七次オブザーバによる外乱推定

田島らは、七次の外乱オブザーバにより横勾配外乱、横力外乱、およびヨーモーメント外乱を推定する手法を提案している⁽¹¹⁾。本稿の表現を用いると、式(1)～(3)およびステアリングに関する次の式(9)、(10)により、外乱オブザーバを構築している。

$$I_s \ddot{\delta}_f + C_s \dot{\delta}_f = T_s + N_t N_m T_m \quad (9)$$

$$T_s = 2\xi K_f \left(\frac{v_y}{V} + \frac{l_f \gamma}{V} - \delta_f \right) \quad (10)$$

状態方程式表現は、次の式(11)、(12)である。

$$\dot{x} = A_7 x + B_7 T_m \quad (11)$$

$$y = C_7 x \quad (12)$$

ここで、状態ベクトルと出力ベクトルは、 $x = [\omega_f, \delta_f, v_y, \gamma, F_w, M_w, F_G]^T$ 、 $y = [G_y, \gamma, \delta_f]^T$ であり、さらに、 $\omega_f = \dot{\delta}_f$ としている。状態行列 A_7 、入力行列 B_7 、出力行列 C_7 は次のようになる。

Fig. 3 Aerodynamic sideslip angle

$$A_7 = \begin{bmatrix} -\frac{C_s}{I_s} & -\frac{2\xi K_f}{I_s} & \frac{2\xi K_f}{I_s V} & -\frac{2\xi K_f l_f}{I_s V} & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_1 & a_{11} & a_{12} & \frac{1}{m} & 0 & \frac{1}{m} \\ 0 & b_2 & a_{21} & a_{22} & 0 & \frac{1}{I} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_7 = \begin{bmatrix} \frac{N_t N_m}{I_s} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C_7 = \begin{bmatrix} 0 & b_1 & a_{11} & a_{12} + V & \frac{1}{m} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$a_{11} = -\frac{2(K_f + K_r)}{mV}, \quad a_{12} = -\frac{2(K_f l_f - K_r l_r)}{mV} - V, \quad a_{21} = -\frac{2(K_f l_f - K_r l_r)}{IV}, \quad a_{22} = -\frac{2(K_f l_f^2 + K_r l_r^2)}{IV}, \quad b_1 = \frac{2K_f}{m},$$

$$b_2 = \frac{2K_f l_f}{I}$$

上式よりオブザーバゲイン L を用いて次式の外乱オブザーバを構築し, F_w , M_w , および F_G を推定する.

$$\dot{\hat{x}} = (A_7 - LC_7)\hat{x} + B_7 T_m + L y \quad (13)$$

3・2 四次オブザーバによる外乱推定

本研究では前章において仮定した既知の風圧中心位置 l_w による推定手法を提案する. 式(8)のように, ヨーモーメント外乱 M_w と横力外乱 F_w に比例関係を仮定し, オブザーバの次数を増やすことなく, ヨーモーメント外乱を考慮した横外乱オブザーバを構築する. 状態ベクトルと出力ベクトルを, $x = [v_y, \gamma, F_w, F_G]^T$, $y = [G_y - b_1 \delta_f, \gamma]^T$ とおきなおし, 風圧中心位置を既知とすると, 状態方程式, 出力方程式は, それぞれ, 式(14), (15)となる.

$$\dot{x} = A_4 x + B_4 \delta_f \quad (14)$$

$$y = C_4 x \quad (15)$$

ここで, 状態行列 A_4 , 入力行列 B_4 , 出力行列 C_4 は次のようにおく.

$$A_4 = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \\ a_{21} & a_{22} & \frac{l_w}{I} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_4 = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C_4 = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} + V & \frac{1}{m} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式(16)と同様に次式の外乱オブザーバを導く.

$$\dot{\hat{x}} = (A_4 - LC_4)\hat{x} + B_4\delta_f + Ly \quad (16)$$

先行研究の四次オブザーバ⁽¹⁰⁾では, モーメント外乱の作用を無視している. 本稿の表現によると, $l_w = 0$ に相当する. 提案手法はこれを自然に一般化しているため, 改良の効果が期待できる.

3・3 各オブザーバの計算コスト

従来の七次オブザーバ, 提案の四次オブザーバなどについて計算コストの検討を行う. 各オブザーバの実行時に演算としては加算と乗算のみが行われるため, 本研究では, メモリ呼び出し等の処理は除外し, 加算, 乗算に必要なクロック数を合計する. 例えば, ルネサス社製 16 ビットシングルスチップマイクロコンピュータ H8/36109 グループで用いられる CPU は, 32 ビット構成の H8/300H であり, 演算クロック数は, 加算で 2, 乗算は 22 となる⁽¹³⁾. それぞれのオブザーバについて制御一周あたりに必要なクロック数を比較した結果を表 1 に示す.

Table 1 Numbers of clock cycles per step required by Renesas H8/300H CPU

Observer type	Number of additions	Number of multiplications	Number of clock cycles
Quartic (conventional)	18	18	432
Seventh order (conventional)	42	42	1008
Quartic (proposed)	19	19	456

提案オブザーバでは従来の四次オブザーバと比較して加算が 1 回, 乗算も 1 回, 増えるだけであり, ヨーモーメント外乱を考慮している従来の七次オブザーバと比較すると, 半分以下のクロック数となっている.

3・4 外乱抑制補償器

ステアリングを含めた車両の状態方程式は次の式(17)となる. 制御器は Ohta らの方法で設計し, 外乱抑制補償の機能を持たせる^{(10),(11)}.

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_f \\ \dot{\delta}_f \\ \dot{v}_y \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C_s}{I_s} - k_\omega & -\frac{2\xi K_f}{I_s} - k_\delta & \frac{2\xi K_f}{I_s V} - k_v & -\frac{2\xi K_f l_f}{I_s V} - k_\gamma \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_1 & a_{11} & a_{12} \\ 0 & b_2 & a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_f \\ \delta_f \\ v_y \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{N_t N_m}{I_s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m} & 0 & \frac{1}{m} \\ 0 & 0 & \frac{1}{I} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_m \\ F_w \\ M_w \\ F_G \end{bmatrix} \quad (17)$$

式(17)の操舵アシストトルク T_m は, 外乱抑制補償項 T_{ff} と, 状態フィードバック項 T_{fb} から次の式(18)のように定める.

$$T_m = T_{fb} + T_{ff} \quad (18)$$

$$T_{fb} = -(k_\omega \omega_f + k_\delta \delta_f + k_v \hat{v}_y + k_\gamma \gamma) \quad (19)$$

$$T_{ff} = -(k_F \hat{F}_w + k_M \hat{M}_w) \quad (20)$$

式(19)の状態フィードバックゲイン k_ω , k_δ , k_v , k_γ は LQ 制御理論を用いて系の安定化を目的に設定する. 具体的には, 式(21)で表される評価関数 J を最小とするようにゲイン k_ω , k_δ , k_v , k_γ を決定する. また, 各オブザーバとも車速 80 [km/h] として計算する.

$$J = \int (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (21)$$

$$x = [\omega_f, \delta_f, v_y, \gamma], \quad u = T_m, \quad Q = 5I, \quad R = 1, \quad k_\omega = 2.09, \quad k_\delta = -17.83, \quad k_v = -17.83, \quad k_\gamma = 2.85$$

式(20)の外乱抑制補償項は, 横力外乱およびヨーモーメント外乱による影響低減を目的とし, 一定外乱のもとでヨーレートの定常値が零になるようにゲインを決定する.

定常状態での δ_f , v_y , γ の定常値を δ_{fc} , v_{yc} , γ_c とすると, 式(17)から次式を得る.

$$\begin{bmatrix} 0 \\ \delta_{fc} \\ v_{yc} \\ \gamma_c \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \alpha_{14} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & \alpha_{34} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{N_t N_m}{I_s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m} & 0 & \frac{1}{m} \\ 0 & 0 & \frac{1}{I} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_m \\ F_w \\ M_w \\ F_G \end{bmatrix} \quad (22)$$

ここで, 行列 $[\alpha_{ij}]_{i=1,\dots,4, j=1,\dots,4}$ は次のようにおいている.

$$\begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & \alpha_{14} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & \alpha_{24} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & \alpha_{34} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} & \alpha_{43} & \alpha_{44} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C_s}{I_s} - k_\omega & -\frac{2\xi K_f}{I_s} - k_\delta & \frac{2\xi K_f}{I_s V} - k_v & -\frac{2\xi K_f l_f}{I_s V} - k_\gamma \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_1 & a_{11} & a_{12} \\ 0 & b_2 & a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{-1}$$

式(22)より, 定常状態のヨーレート γ_c が零となる補償トルク T_{ff} は

$$T_{ff} = -\frac{I_s}{\alpha_{41} N_t N_m} \left(\alpha_{43} \frac{F_w + F_G}{m} + \alpha_{44} \frac{M_w}{I} \right) \quad (23)$$

となる.

ここで, 本研究における制御器の設計コンセプトについて説明する. 本制御器では, 外乱オブザーバにより車両に作用する横力外乱 F_w , ヨーモーメント外乱 M_w , および横勾配外乱 F_G を個別に推定し, これらのうち, 横

力外乱 F_w とヨーモーメント外乱 M_w の影響を抑制する。これより、本来カーブをスムーズに走行するために設けられた横勾配に起因する横勾配外乱 F_G への干渉を防いで、横風等に起因し車両挙動に影響を及ぼす原因となる横力外乱 F_w とヨーモーメント外乱 M_w を補償制御の対象とする。

式(23)において、従来の四次オブザーバでは横力外乱のみを推定するから、補償トルクは次式となる。

$$T_{ff} = -\frac{I_s}{\alpha_{41} N_t N_m} \alpha_{43} \frac{\hat{F}_w}{m} \quad (24)$$

式(13)の七次オブザーバ、式(16)の四次オブザーバは、推定対象にヨーモーメント外乱を含むから、式(25)により補償トルクを決定する。

$$T_{ff} = -\frac{I_s}{\alpha_{41} N_t N_m} \left(\alpha_{43} \frac{\hat{F}_w}{m} + \alpha_{44} \frac{\hat{M}_w}{I} \right) \quad (25)$$

式(25)より、式(20)における k_F 、 k_M は次式(26)、(27)により表される。

$$k_F = \frac{I_s}{N_t N_m} \frac{\alpha_{43}}{\alpha_{41}} \frac{1}{m} \quad (26)$$

$$k_M = \frac{I_s}{N_t N_m} \frac{\alpha_{44}}{\alpha_{41}} \frac{1}{I} \quad (27)$$

また、上記外乱抑制補償器はドライバートルクを含めない形で構築したが、ドライバーが操舵する場合においても、四次オブザーバでは操舵角入力であるため外乱を推定可能であり、七次オブザーバにおいてもドライバートルク T_h を考慮したステアリング系のモデル $I_s \ddot{\delta}_f + C_s \dot{\delta}_f = T_s + N_t N_m T_m + N_t T_h$ とすることで、ドライバートルク T_h を除いた外乱を推定可能となる。

3・5 最小次元オブザーバ

各オブザーバ方式に関して、同一次元状態オブザーバにより計算コストを比較したが、最小次元オブザーバの利用について検討を行う。

提案オブザーバについては、状態ベクトル $x = [v_y, \gamma, F_w, M_w]^T$ が四次元であるのに対し、出力ベクトル $y = [G_y - b_1 \delta_f, \gamma]^T$ は二次元であり、最小次元オブザーバは T_4 が正則となるように D_4 を適当に選ぶと、状態ベクトル z 、出力ベクトル y 、オブザーバゲイン L を用いて式(28)のように二次元となる。

$$\dot{\hat{z}} = (\bar{A}_{22} - L \bar{A}_{12}) \hat{z} + \{\bar{A}_{22} L + \bar{A}_{21} - L(\bar{A}_{12} L + \bar{A}_{11})\} y + (\bar{B}_2 - L \bar{B}_1) \delta_f \quad (28)$$

ただし、

$$T_4 = \begin{bmatrix} C_4 \\ D_4 \end{bmatrix}, \quad \bar{A}_4 = T_4 A_4 T_4^{-1}, \quad \bar{B}_4 = T_4 B_4, \quad \bar{C}_4 = C_4 T_4^{-1}, \quad \bar{A}_4 = \begin{bmatrix} \bar{A}_{11} & \bar{A}_{12} \\ \bar{A}_{21} & \bar{A}_{22} \end{bmatrix}, \quad \bar{B}_4 = \begin{bmatrix} \bar{B}_1 \\ \bar{B}_2 \end{bmatrix}$$

これより、最小次元オブザーバによる状態ベクトル x の推定値は式(29)で表される。

$$\hat{x} = T^{-1} \begin{bmatrix} y \\ \hat{z} + L y \end{bmatrix} \quad (29)$$

同様に、従来の七次オブザーバについて低次元化できる。状態ベクトル $x = [\omega_f, \delta_f, v_y, \gamma, F_w, M_w, F_G]^T$ が七次、出力ベクトル $y = [G_y, \gamma, \delta_f]^T$ が三次元であり、式(28), (29)と類似するため数式表現は省略するが、四次の最小次元オブザーバが導かれる。

これらの最小次元オブザーバについて計算コストの検討を行う。前述と同様にデジタル制御を想定し、各オブザーバにおける積分器やフィルタなどで必要な加減算、乗算の回数に換算する。それぞれのオブザーバについて、演算負荷を制御一周あたりに必要なクロック数で比較した結果を表2に示す。

提案オブザーバでは従来の四次オブザーバと比較して加算、乗算が同数であり、ヨーモーメント外乱を考慮する従来の七次オブザーバと比較すると、半分以下のクロック数となっている。オブザーバを最小次元化すると、同次元方式と比較してかえってクロック数が増加し、計算コストが増えている。これは最小次元オブザーバの状態ベクトル z を状態ベクトル x に変換するための演算が追加されるためである。

Table 2 Numbers of clock cycles per step required for minimum order state observers

Observer type	Number of additions	Number of multiplications	Number of clock cycles
Quartic (conventional)	20	25	590
Seventh order (conventional)	62	71	1686
Quartic (proposed)	20	25	590

3・6 補償トルクの計算コスト

上述した各オブザーバの計算コストを補償トルクの決定まで含めた形で検討する。補償トルクは、式(18)~(20)のように状態ベクトルの推定値 $\hat{x}$ と出力ベクトル y の各要素、および入力変数についての荷重和として表される。最小次元オブザーバでは、推定された状態ベクトル $\hat{x}$ は、状態ベクトル z と、出力ベクトル y 、入力変数から計算される。そこで、演算回数を減らすために、状態ベクトルの推定値 $\hat{x}$ を経由せずに、状態ベクトル z などから直接に計算する方針をとり、補償トルクの決定に要する計算コストとして表3にまとめる。補償トルクまでの計算コストで見ると、各オブザーバ共に最小次元化により計算コストが低下しており、提案オブザーバにおいて同次元方式の七割程度となっている。

Table 3 Numbers of clock cycles per step required to calculate compensation torque

Observer type		Number of additions	Number of multiplications	Number of clock cycles
Quartic (conventional)	Full order	23	24	574
	Minimum order	16	19	450
Seventh order (conventional)	Full order	47	48	1150
	Minimum order	38	43	1022
Quartic (proposed)	Full order	25	26	622
	Minimum order	16	19	450

4. 走行シミュレーション

4・1 解析モデルによる手放し走行シミュレーション

前章のオブザーバを MATLAB/Simulink 環境に構築し，解析モデルにより横外乱を伴う直進走行シミュレーションを行う．これにより解析モデルにおける提案手法の効果を確認する．シミュレーションで設定したパラメータ値を表 4 に示す．本シミュレーションでは $l_w=0.63$ となる．また，ドライバートルクの入力は零としている．

Table 4 Simulation parameters and numerical values

m [kg]	1231	l_w [m]	0.63
I [kg·m ²]	2031.4	I_s [kg·m ²]	0.11
V [m/s]	22.2	C_s [N·m/(rad/s)]	1.4324
K_f [N/rad]	74485	N_t	15.7
K_r [N/rad]	74485	N_m	1
l_f [m]	1.04	ξ [m]	0.0613
l_r [m]	1.56		

図 4～8 のシミュレーションでは，開始後 1 から 6 秒で横風外乱を，8 から 13 秒で横勾配外乱を発生させる．図 4～6 に各オブザーバによるヨーレートおよび横力外乱，ヨーモーメント外乱の推定値を示す．なお，従来の四次オブザーバではヨーモーメント外乱を推定しないため，推定値は零としている．

Fig. 4 Estimation results with conventional quartic observer

Fig. 5 Estimation results with proposed quartic observer ($l_w = 0.63$)

Fig. 6 Estimation results with conventional seventh order observer

制御がない場合のシミュレーションでは、1秒以降において横風により 0.03 rad/s 以上のヨーレートが発生している。従来の四次オブザーバによると、横力外乱の推定値が設定値より過大に推定されている。その結果、シミュレーション開始後1秒から7秒まで、風上側に向けてヨー運動が発生している。従来の七次オブザーバおよび提案オブザーバによると、定常状態のヨーレートがほぼ零に抑えられている。提案制御におけるフィードバック制御と外乱抑制補償の効果を見ると、図7に示すように、フィードバック制御のみでは外乱を抑えられず、風下側に 0.033 rad/s 程度のヨーレートが発生している。外乱抑制補償とフィードバック制御を併用した場合には、外乱抑制補償のみと比較すると横風発生初期のヨーレートを抑制できている。

Fig. 7 Simulation of each control method

Fig. 8 Yaw rate of proposed and conventional seventh order observer

Fig. 9 Lateral force coefficient factor $C_F(\psi_a)$

Fig. 10 Yaw moment coefficient factor $C_M(\psi_a)$

4・2 CarSim による直進走行シミュレーション

次に、二十七自由度のフルビークル動力学モデルを有する車両運動シミュレーションソフト CarSim 8.03 を用いて、風圧中心が変化した際の走行シミュレーションを行い、より実車両に近いモデルで制御効果を確認する。車両パラメータは CarSim 標準のデータセットである B-Class Hatchback を用い、風圧中心が変化する場合は想定するために、横力係数 $C_F(\psi_a)$ を図 9、ヨーモーメント係数 $C_M(\psi_a)$ を図 10 のように設定している。このとき風圧中心 l_w は式(7)により、図 11 のようになる。CarSim は Simulink による制御系を外部モデルとして動作可能であり、今回のシミュレーションでは前述した各オブザーバおよび補償制御を Simulink のブロックで構築し、CarSim のブロックへ補償トルクを入力する。車速 80 km/h で手放し直進走行中、3～11 秒において車両右方より 40 km/h および 80 km/h の横風を発生させ、各方式による制御の効果を確認する。

風速 40 km/h でのシミュレーションでは対気横滑り角が小さいため ($\psi_a = 26.57$ deg)、図 11 に示したように風圧中心位置 l_w は 0.63 m のままとする。このときの結果を図 12 に示す。図 12 のシミュレーション結果は、(a) 補償制御なし、(b) 従来の四次オブザーバ、(c) 提案オブザーバ、(d) 従来の七次オブザーバである。前節でのシミュレーション同様、補償制御なしでは風下側に流され、0.016 rad/s 程度のヨーレートが発生している。また、従来の四次オブザーバでは外乱推定値が過大となり、風上側にヨーレートが発生してしまっている。一方、提案オブザーバでは横風外乱による影響を低減できているが、0.006 rad/s 程度の定常ヨーレートが発生している。従来の七次オブザーバでは定常ヨーレートはほぼ零となっているものの、横風発生初期においては提案オブザーバより大きい 0.017 rad/s 程度のヨーレートが発生している。

次に風速 40 km/h と風速 80 km/h でのシミュレーション比較結果を図 13 に示す. 図 13 (a)は補償制御なし, (b)は提案オブザーバでのシミュレーション結果である. 風速 80 km/h では対気横滑り角が大きいため($\psi_a = 45$ deg), 風圧中心位置 l_w は 0.4 m となる. 補償制御なしでは風速が大きくなることにより 0.004 rad/s 程度ヨーレートが増加している. 提案オブザーバでは, 風圧中心位置が変化しているに関わらず, 定常ヨーレートの増加を 0.001 rad/s 程度に抑制できている.

Fig. 11 Center of air pressure

Fig. 12 CarSim simulation results with wind of 40 km/h

Fig. 13 CarSim simulation results with winds of 40 and 80 km/h

5. 結 論

車両の横外乱オブザーバについて、対気横滑り角が小さいとき横力外乱とモーメント外乱がほぼ比例する関係に着目し、四次オブザーバの計算コストと推定精度について検討した。理論解析と数値シミュレーションの結果は次のように要約される。

1. 先行研究の四次外乱オブザーバにおいて、車両重心と風圧中心のオフセットを一定と仮定して、ヨーモーメント外乱をモデルに追加する効果について検討した。
2. オブザーバの設計においては、車両の動特性を線形二輪モデルで表現している。
3. 車両運動シミュレーションソフトにより、風速が高く風圧中心がオブザーバの設定値から変動する場合を含めて、横風外乱発生時のヨーレート抑制効果を確認した。
4. 最小次元オブザーバによる演算回数低減を、補償トルクの計算まで含めた積算評価により確認した。
5. 本稿では、線形二輪モデルにより車両はほぼ直進状態であるとして理論解析を行った。曲線路などでドライバーが操舵する場合にも適用できるが、非線形性による誤差も考えられるため、今後の検討課題となっている。

文 献

- (1) 久代育生, 山内洋司, “アクティブ操舵を用いた横風フィードフォワード制御による横風安定性の向上”, 自動車技術会論文集, Vol. 25, No.4 (1994), pp. 98-102.
- (2) 山内雄哉, 藤本博志, “電気自動車におけるアクティブステアリングを用いたラテラルフォースオブザーバの提案”, 電気学会研究会資料 IIC, 産業計測制御研究会 (2008), pp. 29-34.
- (3) 丸山喜久, 山崎文雄, “横風強風時の車両走行シミュレーション”, 土木学会第58回年次学術講演会講演概要集 (2003), Vol. 58, I-136.
- (4) 丸山喜久, 山崎文雄, “横風強風時の車両走行安定性に関する基礎的検討”, 生産研究, Vol. 55, No. 1 (2003), pp. 109-112.
- (5) 小林敏雄, 鬼頭幸三, 佐賀徹雄, 蛭川雅彦, “走行中の自動車に及ぼす横風の影響に関する一考察 (第1報)”, 生産研究, Vol.30, No.7 (1978), pp. 32-35.
- (6) 小林敏雄, 鬼頭幸三, 佐賀徹雄, 蛭川雅彦, “走行中の自動車に及ぼす横風の影響に関する一考察 (第2報)”, 生産研究, Vol.31, No.2 (1979), pp. 53-56.

- (7) 丸山喜久, 山崎文雄, “横風強風時の車両走行安定性に関する数値解析とシミュレータ実験”, 土木学会論文集, No. 766/I-68 (2004), pp. 129-140.
 - (8) 黒柳正利, 松井数馬, “横風を受けたときの車両とドライバの応答に関する研究 (第 1 報, 車載用ヨーイングモーメント発生装置)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.56, No.524 (1990), pp. 144-149.
 - (9) 原田宏, 原田正範, 荒木嘉昭, 大屋勝敬, “横風外乱遭遇時における人間-自動車系の操縦性安定性評価指標”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.629 (1999), pp. 222-228.
 - (10) Ohta, T., Mimuro, T., Lee, J., “Robust Lateral Control System with Steering Torque Assist”, *Advanced Vehicle Control '02* (2002), pp. 225-230.
 - (11) 田島一親, 太田貴志, 鈴木裕二, 石毛高博, 車両用パワーステアリング装置及び車両用外乱推定装置, 特開 2005-239012 (2005).
 - (12) 安部正人, 自動車の運動と制御 - 車両運動力学の理論形成と応用 (2008), 東京電機大学出版局.
 - (13) Renesas Solution Corp., *Renesas 16-Bit Single-Chip Microcomputer Hardware Manual H8/36109 Group, Rev. 1.50* (2006), p. 43, Renesas Technology Corp.
-