

〔論文〕

ドライバの感受特性に基づく 規範モデル追従制御を適用した四輪アクティブ操舵

森 和典*

Four-Wheel Active-Steering through Reference Model Following
Control based on Driver's Sense Characteristics

Kazunori MORI

Abstract

We specify a new control method based on driver's sense characteristics for four-wheel active-steering control system. Front and rear active steering system can independently control two state variables of yaw rate, and lateral acceleration or body slip angle because it has two control inputs of the front and rear wheel steer angles. In other words, the yawing motion of the vehicle, and the lateral motion or the direction of the body to the traveling direction in the vehicle can be controlled independently at the same time. Then, paying attention to yaw rate characteristics and yaw center location, we have proposed a method of setting concrete control objectives to achieve the vehicle characteristics that drive easily through the four-wheel active-steering control. Next, we obtained the control rule of this system that combines the steering angle feed forward control with the vehicle state variables feedback control to achieve the target characteristics of yaw rate to have form of 1st/2nd order and to adjust the yaw center to a prescribed position. Computer simulation confirmed that when the vehicle applied this steering control system, the effects of control for improving the vehicle performance were great.

Key Words : Vehicle Dynamics, Maneuverability, Stability, Motion Control, Active Steer Control, Four-Wheel-Steering, Front and Rear Active Steering Control, Driver-Vehicle System, Sense Characteristic

1. 結 言

運転しやすい車両を目指して、ステアリング操舵に対するヨーレイト、車体スリップ角および横加速度特性などに言及した研究が長年に亘り行われ、その成果は自動車開発に活用されている。こうした人一自動車系の基礎研究は、車両運動制御分野にも応用されて様々な研究開発の成果が自動車の予防安全性向上に寄与している。

車両の操舵制御や制駆動力制御などの制御則を導出する際の目標特性(規範モデル)として、重心点の車体スリップ角を零⁽¹⁾、ヨー中心位置適正化⁽²⁾およびヨーレイトの1次遅れ特性⁽³⁾、1次/2次特性化など様々な提案があり、実用化された車両制御装置も数多い。

四輪アクティブ操舵制御(前後輪アクティブ操舵制御)は、前輪と後輪操舵角の2つの制御入力を有するため、ヨーレイトと、横加速度または車体ス

*交通機械工学科
平成21年6月12日受理

リップ角の2つの車両運動状態変数を独立して制御することができる。つまり、車両の回転運動と、横運動あるいは車両の進行方向に対する車体の向きを同時に独立して制御することが可能となる。この制御法に関しても、制御目標特性としてヨーレイトと横加速度が共にフラット特性⁽⁴⁾、1次遅れ特性⁽⁵⁾、ヨーレイト1次遅れ特性とヨー中心位置の協調制御⁽⁶⁾、制動力配分との協調制御によるヨーレイトと車体スリップ角の1次遅れ特性化⁽⁷⁾などが提案されている。そして、近年、ヨーレイトと車体スリップ角を共に1次/2次特性とする操舵角フィードフォワード制御方式の四輪アクティブ操舵制御装置が実用化された⁽⁸⁾。しかし、この装置に関する目標特性の各係数值や制御則の導出過程などは公表されていない。

車両運動を操縦安定性2輪モデルを用いて2WSを解析した場合、ステアリング操舵角に対するヨーレイトと車体スリップ角は、共に1次/2次の形になる。一般に車両開発の段階では、アンダーステアなどのステア特性、ハンドル操舵に対するヨーレイト周波数応答特性の定常ゲイン、ヨー共振周波数、操舵周波数1Hz時の位相遅れ、ゲイン静動比、および横加速度特性などが車両運動性能の目標値として用いられることが多いため、制御の目標特性を設定する際もヨーレイト特性を1次/2次の形にすれば、目標特性と2WSとの性能差を容易に比較できるという利点が生じる。

本研究では、ヨーレイト特性とヨー中心位置に着目して、四輪アクティブ操舵制御装置を用いて運転しやすい車両特性とするための具体的な制御目標設定方法を示す。次に、ヨーレイトを1次/2次形の目標特性としヨー中心を所定位置とするような操舵角フィードフォワードと車両状態量フィードバック制御を組み合わせた四輪アクティブ操舵制御則を導出し、シミュレーション計算によりその制御効果について考察する。

2. 車両の目標特性

2.1 車両の運動方程式

解析に用いる車両モデルを図1に示す。前、後軸のそれぞれの左右輪のコーナリング特性は同じとすると、車両の運動方程式は次式で表される。なお、式で用いる記号の説明等は巻末の付録に記している。

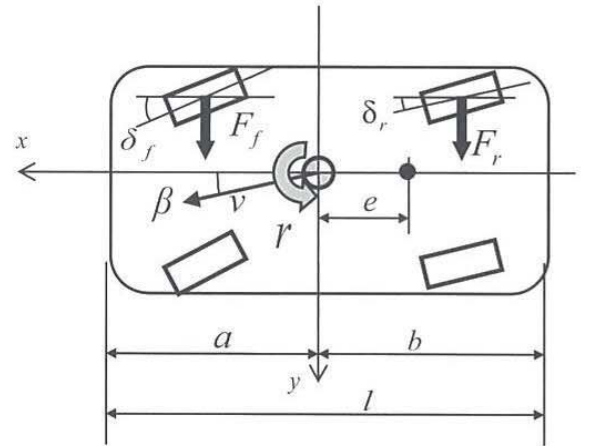


Fig.1 Vehicle model

$$mv(\dot{\beta} + r) = F_f + F_r \quad (1)$$

$$I_z \dot{r} = aF_f - bF_r \quad (2)$$

タイヤに発生するコーナリングフォースは、前輪と後輪それぞれ

$$\left. \begin{aligned} F_f &= 2K_f \alpha_f \\ F_r &= 2K_r \alpha_r \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

となる。ここで、前輪および後輪タイヤのスリップ角は、それぞれ次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \alpha_f &= \delta_f - \beta - \frac{a}{v} r \\ \alpha_r &= \delta_r - \beta + \frac{b}{v} r \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式(1)～(4)について、 β と r に関してまとめ直すと、

$$\begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{11}(s) & p_{12}(s) \\ p_{21}(s) & p_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} = P \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (5)$$

と表される。ただし、

$$\left. \begin{aligned} p_{11}(s) &= \frac{G_{\beta 1} \omega_n^2 (\tau_{\beta 1} s + 1)}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \\ p_{12}(s) &= \frac{G_{\beta 2} \omega_n^2 (\tau_{\beta 2} s + 1)}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \\ p_{21}(s) &= \frac{G_{r 1} \omega_n^2 (\tau_{r 1} s + 1)}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \\ p_{22}(s) &= \frac{G_{r 2} \omega_n^2 (\tau_{r 2} s + 1)}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式(6)の右辺の各係数の詳細は、付録に記す。ここで、 ω_n と ς はそれぞれ固有円振動数と減衰係数比を示す。また、これらの積である $\varsigma\omega_n$ はダンピング係数と呼ばれる。

2WSの場合、 $\delta_f = \theta/N$ 、 $\delta_r = 0$ だから、式(5)を用いると $\beta = p_{11}(s)\theta/N$ 、 $r = p_{21}(s)\theta/N$ の関係を得る。ハンドル操舵角に対するヨーレイトと車体スリップ角の伝達関数は、ラプラス記号 s に関していずれも1次/2次の形となる。

2.2 ヨーレイト特性

2WSのヨーレイト特性について、ドライバの感受特性に密接に関わる諸因子を計算すると以下の各式が得られる。

- ・ヨーレイト定常ゲイン：

式(6)の第3式を用いると、 $p_{21}(0)/N$ がヨーレイト定常ゲインである。

$$\left(\frac{r}{\theta}\right)_0 = \frac{G_{r1}}{N} = \frac{V}{N(1+KV^2)} \quad (7)$$

- ・ヨー共振周波数：

ゲイン $|p_{21}(j\omega)|$ を極大にする ω がヨー共振円周波数となる。この ω を ω_p (rad/s)とすると、ヨー共振周波数 f_p (Hz)は次式で与えられる。

$$f_p = \frac{\omega_p}{2\pi} = \frac{\sqrt{-1 + \sqrt{1 + \tau_{r1}^2 \omega_n^2 (2 - 4\varsigma^2 + \tau_{r1}^2 \omega_n^2)}}}{2\pi\tau_{r1}} \quad (8)$$

ただし、 $\varsigma \leq \frac{\sqrt{2 + \tau_{r1}^2 \omega_n^2}}{2}$

- ・ヨーレイトゲインの静動比：

$$\hat{r} = \frac{r(j\omega)}{\delta_f(j\omega)} = p_{21}(j\omega) \text{ とすると、ゲイン } |\hat{r}| \text{ および位相角 } \angle \hat{r} \text{ は次式で表される。}$$

$$|\hat{r}| = G_{r1} \omega_n^2 \sqrt{\frac{1 + \omega^2 \tau_{r1}^2}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\varsigma\omega_n\omega)^2}} \quad (9)$$

$$\angle \hat{r} = \tan^{-1} \frac{\omega \{ \tau_{r1} (\omega_n^2 - \omega^2) - 2\varsigma\omega_n \}}{(2\varsigma\omega_n \tau_{r1} - 1)\omega^2 + \omega_n^2} \quad (10)$$

$\omega = \omega_p$ のときのゲインを G_p とすると、

$$G_p = |\hat{r}|_p = G_{r1} \sqrt{\frac{1 + \omega_p^2 \tau_{r1}^2}{\{1 - (\omega_p/\omega_n)^2\}^2 + 4\varsigma^2 (\omega_p/\omega_n)^2}} \quad (11)$$

したがって、静動比は、 G_p/G_{r1} で与えられる。

- ・1 Hz時のヨーレイト位相遅れを $\angle \hat{r}_1$ とすると、

$$\angle \hat{r}_1 = \tan^{-1} \frac{\omega_1 \{ \tau_{r1} (\omega_n^2 - \omega_1^2) - 2\varsigma\omega_n \}}{(2\varsigma\omega_n \tau_{r1} - 1)\omega_1^2 + \omega_n^2} \quad (12)$$

となる。

2.3 運転しやすい車両特性

ドライバにとって運転しやすい車両運動特性に関しては、長年にわたり実際の車両開発現場で用いられてきた知見や数多くの研究報告がある。ここでは、人・自動車系のクローズドループにおける複合現象を要素分解して、車両のオープンループ特性の定量目標に置き換えられた多くの知見⁽⁹⁾や、車両運動制御の研究などで、よく知られた内容を例にとる。

車両のステア特性は、旋回性能を示す最も主要なファクタであり、スタビリティファクタ K で表され、一般的には $1.0 \times 10^{-3} \sim 3.5 \times 10^{-3} [s^2/m^2]$ 程度に設定されている。スポーティな車両はアンダーステアを弱くするために K を小さくするなど、一般的に車両コンセプトの違いで差異が付けられる。また、著者らはドライビングシミュレータを用いた模擬走行実験により、ドライバの運転習熟度が増すほど弱アンダーステア傾向の車両を好む傾向にあるという結果も得ている⁽¹⁰⁾。

ハンドル操舵に対するヨーレイト周波数応答の目標値には、定常ゲイン、共振周波数、位相遅れ、およびダンピング係数などがある。式(7)の定常ゲインは車両のステア特性を定量的に示すスタビリティファクタと密接な関わりがあり、操舵制御の目標特性として2WSと比較する際に、中低速の車速域ではハンドル操作に対してキビキビした車両の動きとするために大きくし、高速域では安定性を確保するために若干小さくする場合が多い。次に、素早いハンドル操作にも車両の動きを追従させるために、式(6)に示されるヨー固有周波数 $f_n = \omega_n/2\pi$ や、式(8)のヨー共振周波数 f_p はできるだけ高くする。これに伴い、式(12)の位相遅れ(1Hz時を代表値)も一般的に小さくなる。式(6)に示される減衰係数比 ς と固有円振動数 ω_n の積であるダンピング係数 $\varsigma\omega_n$ をできる

だけ大きくして減衰性を向上させる⁽¹¹⁾。一般的に前輪および後輪タイヤのコーナリングパワーを高くするとダンピング係数は大きくなる。また、減衰性に関しては式(11)のゲイン静動比 G_p/G_{r1} があり、約1.2前後が最も運転制御しやすいとの研究がある⁽¹²⁾。

ハンドル操舵に対する横加速度の周波数応答において、静的応答では定常横加速度は定常ヨーレートと車速の積となるから、定常ゲインの大きさはヨーレートとのバランスを考える必要がある。動的応答ではハンドル操舵周波数が1Hz以上でのゲインの低下を少なくし、位相遅れを小さくする。特に、ヨーレートと横加速度の位相遅れの差を小さくするのが良いとの報告もある⁽¹³⁾。

車両重心位置における車体スリップ角を零にする、つまり車体の向きと進行方向を一致させれば運転がしやすいという考え方は4WS研究から生まれ、これを制御目標とした4WSも実用化された⁽¹⁴⁾。乗用車系は、ドライバ着座位置と車体重心位置がほぼ同じだからこの考え方が成立する。しかし、1BOXタイプの車両はこれらの位置が大きく異なる。

そこで、この考え方を拡張したものに、ヨー中心がある⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾。ヨー中心は旋回運動における車両の瞬間回転中心であり、ヨー中心位置が車両重心位置に一致すれば、車体スリップ角が零と同じ意味を持つ。理論的にヨー中心を車両後方に移動するほど、アンダーステアが強くなる。

以上のように、運転しやすい車両のオープンループ特性にも数多くの知見があり、それぞれの評価指標が複合的に関連している。

本報では、車両の横運動と回転運動を独立して制御できる四輪アクティブ操舵制御の特徴を生かすための代表例として、ヨーレート特性を1次/2次の形とすると同時に車体スリップ角を目標特性にまたはヨー中心位置を所定位置とする規範モデル追従制御を取り上げる。

2.4 目標特性の設定

目標のヨーレート特性を1次/2次とすると、制御なしの2WSの場合と同じ1次/2次の形であるために性能の比較が容易である。

2.3項で述べたような目標指標を、前輪および後輪のコーナリングパワーをパラメータとした計算をおこないグラフ化する。計算では付録に記す小型乗

用車クラスの諸元、特性値を用いた。図2は前、後輪コーナリングパワーに対するヨーレートゲイン静動比の変化を示す。パラメータとした前、後輪コーナリングパワーは、それぞれ85.5[N/deg], 171.0[N/deg]ごとに値を変えている。黒丸印は2WSのコーナリングパワーと静動比の値を示したものである。

図3はヨー共振周波数とヨーダンピング係数、図4にはヨー共振周波数とスタビリティファクタの関係を示す。白丸印は一例として、今後計算で使用する目標特性の設定値である。目標特性は、スタビリティファクタを2WSと同じとし、ヨーダンピング係数を8.04[1/s]、ヨー共振周波数を1.52[Hz]とした。また、図には示していないが式(6)における τ_{r1} の目標値は2WSと同じとする。さらに、これらの設定値からヨー固有円振動数、静動比および1Hz時のヨーレート位相遅れが計算できて、それぞれ1.60[Hz], 1.18, -14.3[deg]を得る。

目標とする車両特性は2.3項で示された運転しやすいとされる特性を単純に積み上げたものではあるが、これを2WSで実現するのは不可能であることが図2~4から読み取れる。そこで、アクティブ操舵制御を応用すれば目標特性を実現できることを次項以下で示す。さらに、前後輪を同時にアクティブ操舵すれば、ヨー中心も所定位置に制御できるため、 $e=0$ を目標特性に加える。

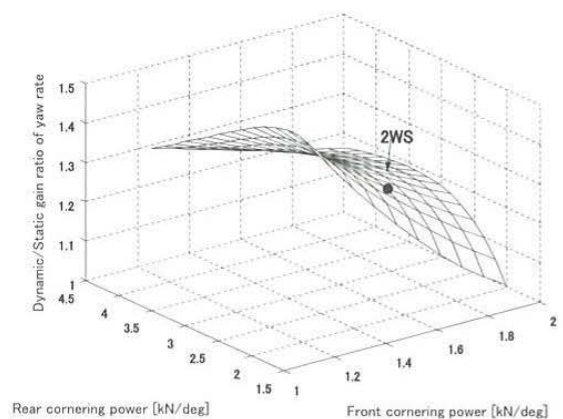


Fig.2 Relationship between cornering power and yaw rate dynamic/static gain ratio

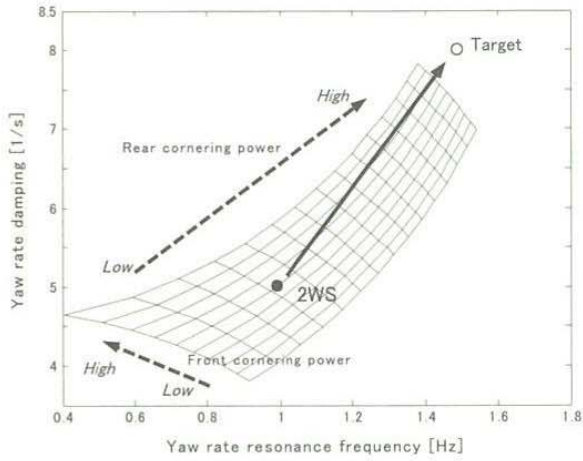


Fig.3 Relationship between yaw rate resonance frequency and yaw rate damping

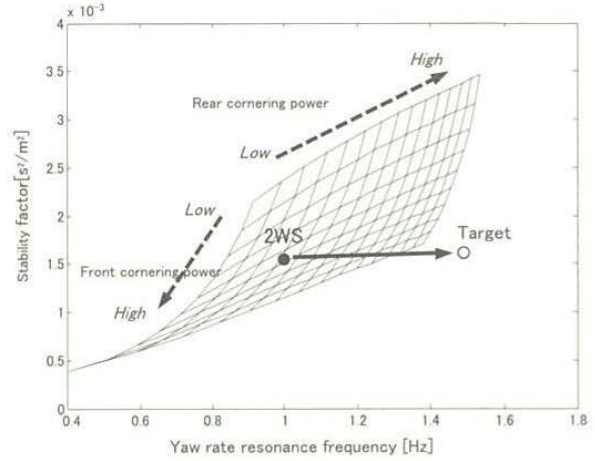


Fig.4 Relationship between yaw rate resonance frequency and stability factor

3. 四輪アクティブ操舵の制御方法

3.1 状態方程式表現

車両の運動方程式である式(1)～(4)を状態方程式の形で表すために、

$\mathbf{x} = [\beta \ r]^T$ および $\mathbf{u} = [\delta_f \ \delta_r]^T$ とおくと、

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} = \mathbf{x} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

と与えられる。

ただし、 $\mathbf{y} = \mathbf{x}$ とし、各係数行列は次の通り。

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{2(K_f + K_r)}{mV} & \frac{-mV^2 + 2(bK_r - aK_f)}{mV^2} \\ \frac{2(bK_r - aK_f)}{I_z} & \frac{2(a^2K_f + b^2K_r)}{I_z V} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{2K_f}{mV} & \frac{2K_r}{mV} \\ \frac{2aK_f}{I_z} & \frac{-2bK_r}{I_z} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \mathbf{I}_{2 \times 2} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

3.2 規範モデル

ヨーレイト特性および、車体スリップ角またはヨー中心位置を目標特性とする3つの場合について考える。なお、目標特性の具体的な式表現を規範モデルと呼ぶこととする。

- ① ステアリング操舵角に対する車体スリップ角とヨーレイトの目標特性が、 s に関して各々1次/2次の場合：

目標とする車体スリップ角を β_m 、ヨーレイト

を r_m とすると、規範モデルはそれぞれ次式で表される。

$$\frac{\beta_m(s)}{\theta(s)} = \frac{\bar{b}_1 s + \bar{b}_0}{s^2 + \bar{a}_{11} s + \bar{a}_{10}} \quad (14)$$

$$\frac{r_m(s)}{\theta(s)} = \frac{\bar{c}_1 s + \bar{c}_0}{s^2 + \bar{a}_{21} s + \bar{a}_{20}} \quad (15)$$

ただし、

$$\begin{aligned} \bar{a}_{11} &= 2\bar{\zeta}_\beta \bar{\omega}_{n\beta}, & \bar{a}_{10} &= \bar{\omega}_{n\beta}^2, \\ \bar{b}_1 &= G_{m\beta 1} \bar{\tau}_{\beta 1} \bar{\omega}_{n\beta}^2, & \bar{b}_0 &= G_{m\beta 1} \bar{\omega}_{n\beta}^2, \\ \bar{a}_{21} &= 2\bar{\zeta}_r \bar{\omega}_{nr}, & \bar{a}_{20} &= \bar{\omega}_{nr}^2, \\ \bar{c}_1 &= G_{mr 1} \bar{\tau}_{r 1} \bar{\omega}_{nr}^2, & \bar{c}_0 &= G_{mr 1} \bar{\omega}_{nr}^2 \end{aligned}$$

ここで、 N_e を等価ステアリングギヤ比とすると、 $G_{m\beta 1} = G_{\beta 1} / N_e$ 、 $G_{mr 1} = G_{r 1} / N_e$ として考えることができる。

式(14)を

$$\left. \begin{aligned} \frac{x_m(s)}{\theta(s)} &= \frac{1}{s^2 + \bar{a}_{11} s + \bar{a}_{10}} \\ \frac{\beta_m(s)}{x_m} &= \bar{b}_1 s + \bar{b}_0 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

と2つの式に分ける。

式(16)の第1式では、

$(s^2 + \bar{a}_{11} s + \bar{a}_{10}) x_m(s) = \theta(s)$ の関係があるから、逆ラプラス変換を行うと

$$\ddot{x}_m + \bar{a}_{11} \dot{x}_m + \bar{a}_{10} x_m = \theta$$

が得られる。

$$\begin{aligned} x_{m1} &= x_m, \quad x_{m2} = \dot{x}_{m1} \text{ とすると,} \\ \dot{x}_{m1} &= \dot{x}_m = x_{m2}, \quad \dot{x}_{m2} = \ddot{x}_{m1} = \ddot{x}_m \text{ となり,} \\ \ddot{x}_m &= -\bar{a}_{10}x_m - \bar{a}_{11}\dot{x}_m + \theta \\ \ddot{x}_{m2} &= -\bar{a}_{10}x_{m1} - \bar{a}_{11}\dot{x}_{m2} + \theta \end{aligned}$$

以上より, 次式のようにまとめることができる。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{m1} \\ \dot{x}_{m2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\bar{a}_{10} & -\bar{a}_{11} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{m1} \\ x_{m2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \theta \quad (17)$$

また, 式(16)の第2式より,

$\beta_m(s) = (\bar{b}_1s + \bar{b}_0)x_m(s)$ の関係があるから, 逆ラプラス変換により
 $\beta_m = \bar{b}_1\dot{x}_m + \bar{b}_0x_m = \bar{b}_1x_{m2} + \bar{b}_0x_{m1}$
 が得られ, 次式のように書くことができる。

$$\beta_m = \begin{bmatrix} \bar{b}_0 & \bar{b}_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{m1} \\ x_{m2} \end{bmatrix} \quad (18)$$

式(17), (18)を一つの式にまとめて書くと,

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_{m\beta} &= \mathbf{A}_{m\beta}\mathbf{x}_{m\beta} + \mathbf{b}_{m\beta}\theta \\ \mathbf{y}_{m\beta} &= \mathbf{c}_{m\beta}^T\mathbf{x}_{m\beta} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

となる。ただし,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{m\beta} &= \begin{bmatrix} x_{m1} \\ x_{m2} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A}_{m\beta} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\bar{a}_{10} & -\bar{a}_{11} \end{bmatrix} \\ \mathbf{b}_{m\beta} &= \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{y}_{m\beta} = \beta_m \\ \mathbf{c}_{m\beta} &= \begin{bmatrix} \bar{b}_0 \\ \bar{b}_1 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

さらに, ヨーレイト目標特性に関しても同様に变形し, 式(19)と一つの式にまとめると,

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_m &= \mathbf{A}_m\mathbf{x}_m + \mathbf{b}_m\theta \\ \mathbf{y}_m &= \mathbf{C}_m\mathbf{x}_m \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

と表現できる。ただし,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_m &= \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{m\beta} \\ \mathbf{x}_{mr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{m1} \\ x_{m2} \\ x_{m3} \\ x_{m4} \end{bmatrix} \\ \mathbf{A}_m &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\bar{a}_{10} & -\bar{a}_{11} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\bar{a}_{20} & -\bar{a}_{21} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$\mathbf{b}_m = \begin{bmatrix} \mathbf{b}_{m\beta} \\ \mathbf{b}_{mr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{y}_m = \begin{bmatrix} y_{m\beta} \\ y_{mr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta_m \\ r_m \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_m = \begin{bmatrix} \bar{b}_0 & \bar{b}_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{c}_0 & \bar{c}_1 \end{bmatrix}$$

② ステアリング操舵角に対する車体スリップ角が1次遅れ, ヨーレイトの目標特性が1次/2次の場合:

規範モデルは次の2式で表される。

$$\frac{\beta_m(s)}{\theta(s)} = \frac{G_{m\beta 1}}{1 + \tau_\beta s} \quad (21)$$

$$\frac{r_m(s)}{\theta(s)} = \frac{\bar{c}_1 s + \bar{c}_0}{s^2 + \bar{a}_{21}s + \bar{a}_{20}} \quad (15)'$$

式(21)より,

$$\dot{\beta}_m = -\frac{1}{\tau_\beta}\beta_m + \frac{G_{m\beta 1}}{\tau_\beta}\theta \quad (22)$$

$\beta_m = x_{m\beta} = x_{m1}$, $y_{m\beta} = \beta_m = x_{m1}$ とおくと, 式(22)は次のように書き換えられる。

$$\dot{x}_{m1} = -\frac{1}{\tau_\beta}x_{m1} + \frac{G_{m\beta 1}}{\tau_\beta}\theta \quad (23)$$

式(15)' は, 式(17)~(19)を導く場合と同様に, 次式のように变形する。

$x_{m3} = x_m$, $x_{m4} = \dot{x}_{m3}$ とおく。

$$\dot{\mathbf{x}}_{mr} = \begin{bmatrix} \dot{x}_{m3} \\ \dot{x}_{m4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\bar{a}_{20} & -\bar{a}_{21} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{m3} \\ x_{m4} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \theta \quad (24)$$

$$y_{mr} = r_m = \begin{bmatrix} \bar{c}_0 & \bar{c}_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{m3} \\ x_{m4} \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_{mr} &= \mathbf{A}_{mr}\mathbf{x}_{mr} + \mathbf{b}_{mr}\theta \\ \mathbf{y}_{mr} &= \mathbf{c}_{mr}^T\mathbf{x}_{mr} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

式(23)と(26)をまとめると,

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_m &= \mathbf{A}_m\mathbf{x}_m + \mathbf{b}_m\theta \\ \mathbf{y}_m &= \mathbf{C}_m\mathbf{x}_m \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

を得る。ただし,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_m &= \begin{bmatrix} x_{m\beta} \\ \mathbf{x}_{mr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{m1} \\ x_{m3} \\ x_{m4} \end{bmatrix} \\ \mathbf{A}_m &= \begin{bmatrix} -1/\tau_\beta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\bar{a}_{20} & -\bar{a}_{21} \end{bmatrix} \\ \mathbf{b}_m &= \begin{bmatrix} b_{m\beta} \\ \mathbf{b}_{mr} \end{bmatrix} = [G_{m\beta 1}/\tau_\beta \quad 0 \quad 1]^T \\ \mathbf{y}_m &= \begin{bmatrix} y_{m\beta} \\ y_{mr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta_m \\ r_m \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_m = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{c}_0 & \bar{c}_1 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

③ ステアリング操舵角に対するヨーレイトの目標特性を1次/2次として、

ヨー中心位置制御をおこなう場合：

ヨー中心を重心後方 e の位置にあるとすると、この点での横移動速度 \dot{y}_e は0だから、 $\dot{y}_e = \dot{y} - er = 0$ の関係がある。

$\beta = \dot{y}/V$ だから、 $\beta = er/V$ となり、車体スリップ角とヨーレイト特性は、互いに従属関係にあることが分かる。したがって、所定のヨー中心位置を e_m とすると、規範モデルは次の2式で表される。

$$\beta_m = \frac{e_m r_m}{V} \quad (28)$$

$$\frac{r_m(s)}{\theta(s)} = \frac{\bar{c}_1 s + \bar{c}_0}{s^2 + \bar{a}_{21} s + \bar{a}_{20}} \quad (15)''$$

式(28)より、

$$\begin{aligned} \frac{\beta_m(s)}{\theta(s)} &= \frac{e_m}{V} \cdot \frac{r_m}{\theta} = \frac{e_m}{V} \cdot \frac{\bar{c}_1 s + \bar{c}_0}{s^2 + \bar{a}_{21} s + \bar{a}_{20}} \\ &= \frac{\bar{b}_1 s + \bar{b}_0}{s^2 + \bar{a}_{11} s + \bar{a}_{10}} \end{aligned} \quad (29)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} \bar{b}_1 &= \frac{e_m \bar{c}_1}{V}, \quad \bar{b}_0 = \frac{e_m \bar{c}_0}{V} \\ \bar{a}_{11} &= \bar{a}_{21}, \quad \bar{a}_{10} = \bar{a}_{20} \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

式(30)の各係数を式(14)に代入すると、状態方程式は式(20)と同じ形になる。

3.3 制御則の導出

式(13)と式(20)により誤差方程式を求める。

$$\begin{aligned} \mathbf{e} &= \mathbf{y} - \mathbf{y}_m = \mathbf{C}\mathbf{x} - \mathbf{C}_m \mathbf{x}_m = \mathbf{x} - \mathbf{C}_m \mathbf{x}_m \\ \dot{\mathbf{e}} &= \dot{\mathbf{y}} - \dot{\mathbf{y}}_m = \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} - \mathbf{C}_m \dot{\mathbf{x}}_m \\ &= \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{C}_m (\mathbf{A}_m \mathbf{x}_m + \mathbf{b}_m \theta) \\ &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} - \mathbf{C}_m (\mathbf{A}_m \mathbf{x}_m + \mathbf{b}_m \theta) \\ &= \mathbf{A}(\mathbf{x} - \mathbf{C}_m \mathbf{x}_m) + \mathbf{A}\mathbf{C}_m \mathbf{x}_m + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ &\quad - \mathbf{C}_m \mathbf{A}_m \mathbf{x}_m - \mathbf{C}_m \mathbf{b}_m \theta \\ &= \mathbf{A}\mathbf{e} + (\mathbf{A}\mathbf{C}_m - \mathbf{C}_m \mathbf{A}_m) \mathbf{x}_m + \mathbf{B}\mathbf{u} - \mathbf{C}_m \mathbf{b}_m \theta \end{aligned}$$

右辺の第2項以上を $\mathbf{B}\mathbf{u}_b$ とおくと、

$$\dot{\mathbf{e}} = \mathbf{A}\mathbf{e} + \mathbf{B}\mathbf{u}_b \quad (31)$$

を得る。

ここで、

$$\mathbf{B}\mathbf{u}_b = (\mathbf{A}\mathbf{C}_m - \mathbf{C}_m \mathbf{A}_m) \mathbf{x}_m + \mathbf{B}\mathbf{u} - \mathbf{C}_m \mathbf{b}_m \theta \quad (32)$$

いま、

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_f + \mathbf{u}_b \quad (33)$$

とする。 \mathbf{u}_f はフィードフォワード制御入力、 \mathbf{u}_b はフィードバック制御入力を表す。

式(33)を式(32)に代入する。

$$\begin{aligned} \mathbf{B}\mathbf{u}_b &= (\mathbf{A}\mathbf{C}_m - \mathbf{C}_m \mathbf{A}_m) \mathbf{x}_m + \mathbf{B}(\mathbf{u}_f + \mathbf{u}_b) - \mathbf{C}_m \mathbf{b}_m \theta \\ \mathbf{B}\mathbf{u}_f &= -(\mathbf{A}\mathbf{C}_m - \mathbf{C}_m \mathbf{A}_m) \mathbf{x}_m + \mathbf{C}_m \mathbf{b}_m \theta \end{aligned}$$

故に、フィードフォワード制御入力は、

$$\mathbf{u}_f = -\mathbf{B}^{-1} \{ (\mathbf{A}\mathbf{C}_m - \mathbf{C}_m \mathbf{A}_m) \mathbf{x}_m - \mathbf{C}_m \mathbf{b}_m \theta \} \quad (34)$$

で与えられる。

さらに、式(20)の第1式の両辺をラプラス変換する。

$$\begin{aligned} s\mathbf{x}_m &= \mathbf{A}_m \mathbf{x}_m + \mathbf{b}_m \theta \\ (s\mathbf{I} - \mathbf{A}_m) \mathbf{x}_m &= \mathbf{b}_m \theta \\ \mathbf{x}_m &= (s\mathbf{I} - \mathbf{A}_m)^{-1} \mathbf{b}_m \theta = P_m \theta \end{aligned} \quad (35)$$

ただし、 P_m はハンドル操舵角入力に対する状態量出力の伝達関数である。式(35)を式(34)に代入すると、

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_f &= -\mathbf{B}^{-1} \{ (\mathbf{A}\mathbf{C}_m - \mathbf{C}_m \mathbf{A}_m) (s\mathbf{I} - \mathbf{A}_m)^{-1} \\ &\quad - \mathbf{C}_m \mathbf{b}_m \theta \} \\ &= G_{ff}(s) \theta \end{aligned} \quad (36)$$

となる。つまり、 \mathbf{u}_f はハンドル操舵角によるフィードフォワード制御入力であることが分る。また、その伝達関数は $G_{ff}(s)$ で表される。

なお、制御設計ソフトMatlabを使用する際に計算を容易にするため、式(35)より \mathbf{x}_m を直接求める。式(20)の第1式より、

$$\mathbf{x}_{m\beta} = (s\mathbf{I} - \mathbf{A}_{m\beta})^{-1} \mathbf{b}_{m\beta} \theta$$

ここで、

$$s\mathbf{I} - \mathbf{A}_{m\beta} = \begin{bmatrix} s & -1 \\ \bar{a}_{10} & s + \bar{a}_{11} \end{bmatrix} = \mathbf{A}_b$$

$$(s\mathbf{I} - \mathbf{A}_{m\beta})^{-1} = \frac{1}{|\mathbf{A}_b|} \tilde{\mathbf{A}}_b$$

$$|\mathbf{A}_b| = s^2 + \bar{a}_{11}s + \bar{a}_{10}$$

$$\tilde{\mathbf{A}}_b = \begin{bmatrix} s + \bar{a}_{11} & 1 \\ -\bar{a}_{10} & s \end{bmatrix} : \text{余因子行列}$$

故に

$$\mathbf{x}_{m\beta} = \begin{bmatrix} x_{m1} \\ x_{m2} \end{bmatrix} = \frac{1}{s^2 + \bar{a}_{11}s + \bar{a}_{10}} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ s \end{bmatrix} \theta \quad (37)$$

同様に、式(20)の第2式より、

$$\mathbf{x}_{mr} = (s\mathbf{I} - \mathbf{A}_{mr})^{-1} \mathbf{b}_{mr} \theta$$

$$\mathbf{x}_{mr} = \begin{bmatrix} x_{m3} \\ x_{m4} \end{bmatrix} = \frac{1}{s^2 + \bar{a}_{21}s + \bar{a}_{20}} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ s \end{bmatrix} \theta \quad (38)$$

式(37)、(38)をまとめると、次式になる。

$$\mathbf{x}_m = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{m\beta} \\ \mathbf{x}_{mr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/(s^2 + \bar{a}_{11}s + \bar{a}_{10}) \\ s/(s^2 + \bar{a}_{11}s + \bar{a}_{10}) \\ 1/(s^2 + \bar{a}_{21}s + \bar{a}_{20}) \\ s/(s^2 + \bar{a}_{21}s + \bar{a}_{20}) \end{bmatrix} \theta \quad (39)$$

次に、フィードバック制御入力成分 \mathbf{u}_b を求める。

本報では、式(31)を最適レギュレータ問題として取り扱い、次式で表される評価関数 J を最小化する \mathbf{u}_b を求める。

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{e}^T \mathbf{Q} \mathbf{e} + \mathbf{u}_b^T \mathbf{R} \mathbf{u}_b) dt \quad (40)$$

ただし、 \mathbf{Q} と \mathbf{R} は任意の重み付け定数行列である。解は次式で表される。

$$\mathbf{u}_b = -\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{e} = G_{fb}(s) \mathbf{e} \quad (41)$$

\mathbf{u}_b は実際の状態量と規範モデルによる状態量との誤差 \mathbf{e} によるフィードバック制御入力である。伝達関数は $G_{fb}(s)$ で表す。

なお、式(41)の \mathbf{P} は、よく知られた次のRiccati方程式の唯一の正定対称な解である。

$$\mathbf{P} \mathbf{A} - \mathbf{P} \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} + \mathbf{Q} + \mathbf{A}^T \mathbf{P} = \mathbf{0} \quad (42)$$

式(36)と式(41)を式(33)に代入する。

$$\mathbf{u} = -\mathbf{B}^{-1} \{ (\mathbf{A} \mathbf{C}_m - \mathbf{C}_m \mathbf{A}_m) (s\mathbf{I} - \mathbf{A}_m)^{-1} - \mathbf{C}_m \} \mathbf{b}_m \theta$$

$$- \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{e}$$

$$= G_{ff}(s) \theta + G_{fb}(s) \mathbf{e} \quad (43)$$

図5は式(13)、(20)および(43)の関係をブロック線図で表したものである。

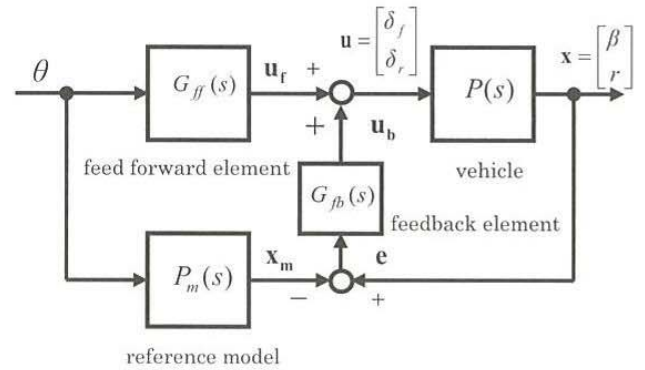


Fig.5 Block diagram of four-wheel active-control system

4. 計算および考察

計算例として、制御目標を3.2項の③で示したようなヨーレート特性を1次/2次とし、ヨー中心を所定位置($e=0$)とする場合を考える。規範モデルの各係数は2.4項で示した目標値を用いる。なお、フィードバック制御入力に関連する式(40)の重み付け行列は、 $\mathbf{Q} = \text{diag}(0.2, 0.2)$ 、 $\mathbf{R} = \text{diag}(1, 0.01)$ とした。計算では前後輪アクティブ操舵と2WSを比較する。

開ループ応答特性として、ハンドル操舵入力に対するステップ応答と周波数応答を調べる。この時の車速は120[km/s]とする。また、ドライバ特性を考慮した人—自動車系の閉ループ応答特性に関する制御成績を調べるために、ハンドル操作に加えて減速を伴う車線変更のシミュレーション計算を行う。

4.1 ステップ応答

ハンドル操舵角30[deg]とするステップ応答の計算結果を図6に示す。制御車両のヨーレートは目標

通りの結果となり、2WSに比べて立ち上がり早く適度なオーバーシュートを確保している。横加速度も立ち上がり早くステップ操舵直後も大きく発生している。車体スリップ角は、制御目標通り零であり2WSに対して大きく改善する。

図7は前輪および後輪実舵角の変化である。最大実舵角について前輪はオーバーシュートして約3.5 [deg]、後輪は逆相から同相へ位相反転しており約-1から1 [deg]である。図8には前輪の等価ステアリングギヤ比の変化を示す。

図9はヨー中心位置の変化を示す。なお、直進時はヨー中心は存在しないが、便宜的に計算上はヨー中心の位置を重心にした。2WSのヨー中心は後輪位置から前輪位置を大きく越えて車両前方へ大きく移動する。それに対して、制御を行うとヨー中心は目標通り常に車両重心位置に固定される。

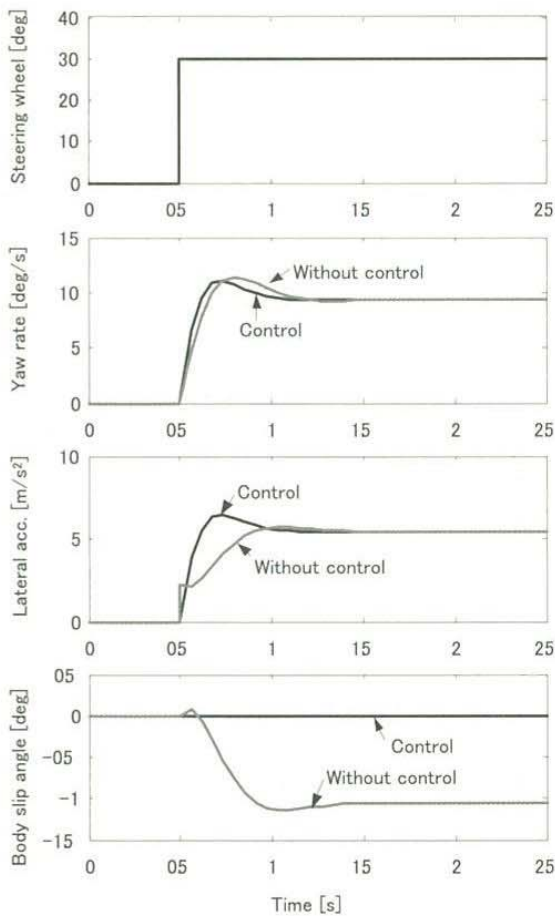


Fig.6 Step response characteristics

4.2 周波数応答

図10はハンドル操舵周波数に対するヨーレートと横加速度の周波数応答特性である。ゲインの単位は、それぞれ[1/s]と[m/s²/rad]をdB表示している。制御車両のヨーレートは規範モデルと一致した特性となる。さらに横加速度 α_y は、式(28)と $e=0$ から、

$$\alpha_y = V(s\beta + r) = (se + V)r = Vr \quad (44)$$

の関係があるため、横加速度ゲインはヨーレートゲインのグラフを縦軸方向に平行移動したものであり、位相遅れはヨーレートの位相遅れと同じになる。したがって、制御車両はハンドル操舵周波数1Hz以上におけるゲイン低下が少なく位相遅れも小さい。特に、ヨーレートと横加速度の位相遅れの差は零になる。

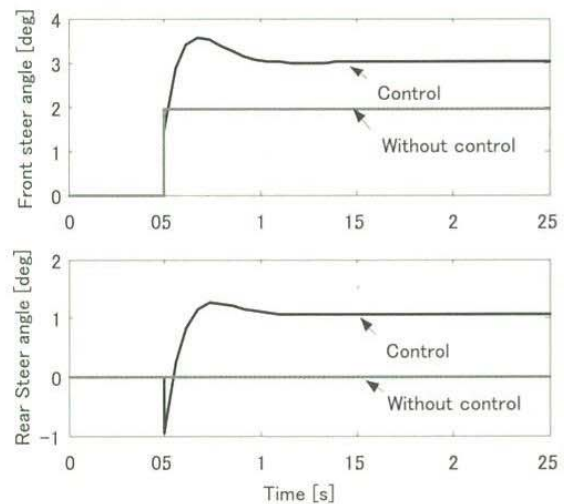


Fig.7 Step response characteristics of front and rear tire steer angles

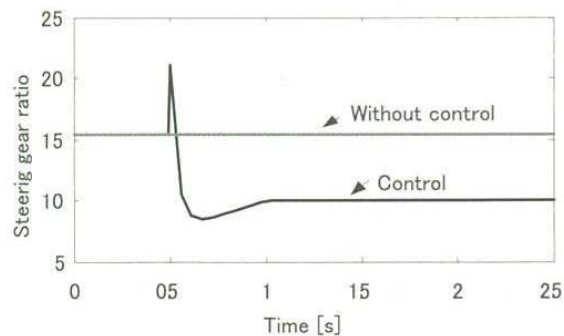


Fig.8 Comparison of changes in equivalent steering gear ratio of front wheel

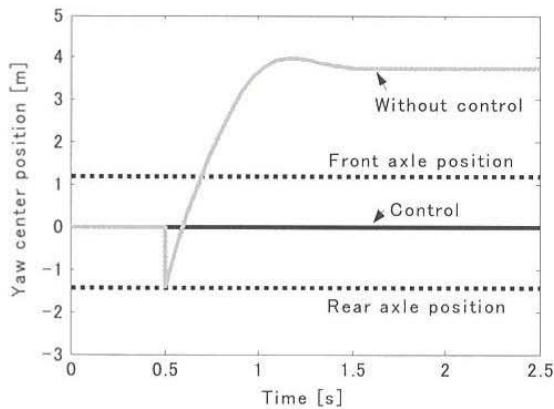


Fig.9 Comparison of changes in yaw center position

4.3 車線変更

図11に人—自動車系シミュレーション計算のブロック線図を示す。車両は初速度を120km/hとし減速度0.3Gで制動させる。ドライバの制御動作モデルは一次予測による前方誤差補正モデルを使用し、モデル出力のハンドル操舵角 θ を式(43)に与える。目標コースは、25mの直線距離間で3.5mの横移動が必要なように設定する。

車両は制動を伴う旋回運動により発生する前後および左右輪間の荷重移動を考慮するとともに、タイヤ特性はタイヤスリップ角、タイヤ上下荷重に関して非線形コーナリング特性を有するモデルを用いる。なお、走行路面は一般的な平滑路とし最大静摩擦係数および動摩擦係数をそれぞれ1.0, 0.8とする。

図12は、車両軌跡、車速、ハンドル操舵角および車両運動状態量の変化の計算結果である。図13はヨーレートと車体スリップ角のリサージュ波形を示す。制御車両は、2WSと比べて、ハンドル操舵開始直後のヨーレートや横加速度の立ち上がりが速く、車体スリップ角やヨーレートも抑制されて車両に無駄な動きがなくハンドル操舵量も少ない。そのため、ハンドルを切り返し時にも余裕を持って無理のない安定した操舵が可能である。計算では、高速走行でしかも比較的大きな前後加速度と横加速度が発生するように厳しい走行条件を設定しており、事故回避のための緊急な運転操作時にも車両は応答良く、安定した挙動を示すと考えられる。

前輪および後輪の実舵角の変化を図14に示す。図では、全実舵角をフィードフォワード要素とフィードバック要素とに分離して計算した。前輪の全実舵角は2WSよりも大きくなり、ほとんどがフィード

フォワード要素である。一方、後輪はフィードバック要素の占める割合が多い。なお、約1秒後に後輪実舵量の波形に乱れがあるが、これは目標車線が不連続のためにドライバモデルの操舵も不連続となり、特にフィードバック要素の計算が一時的に不安定になったためと考えられる。ただし、これは車両運動の状態量には影響していない。

ステアリング装置の簡単な2自由度計算モデルを用いて、ハンドル操作時の仕事量と仕事率を計算した。図15に計算結果を示す。ともに制御車両のほうが2WSよりも値が小さいが、仕事率はその差が大きい。

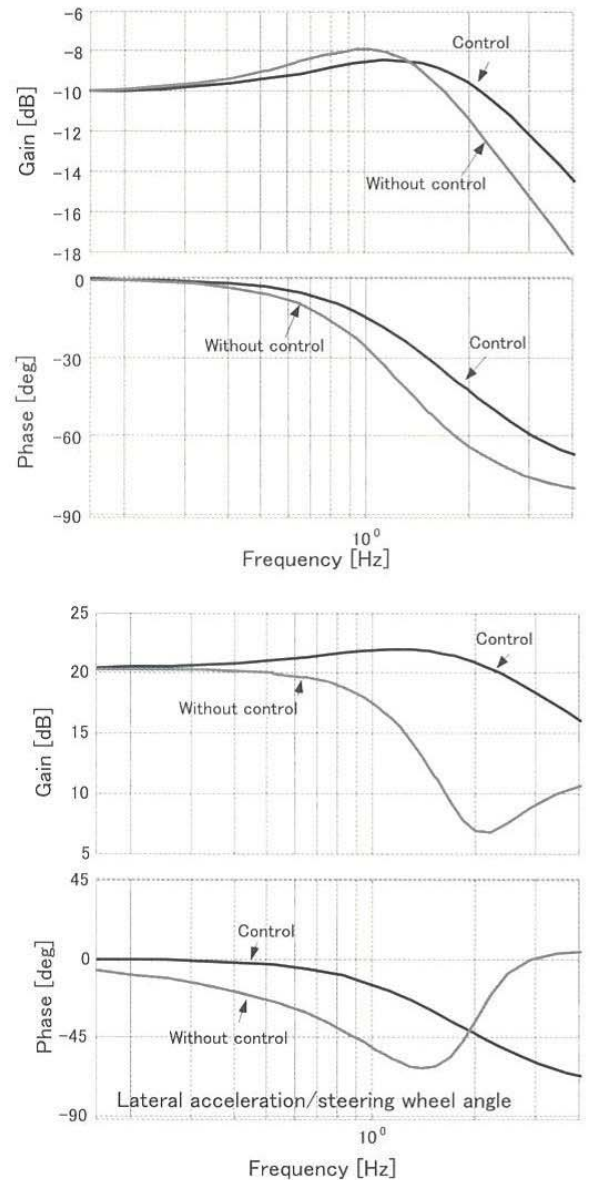


Fig.10 Frequency response characteristics

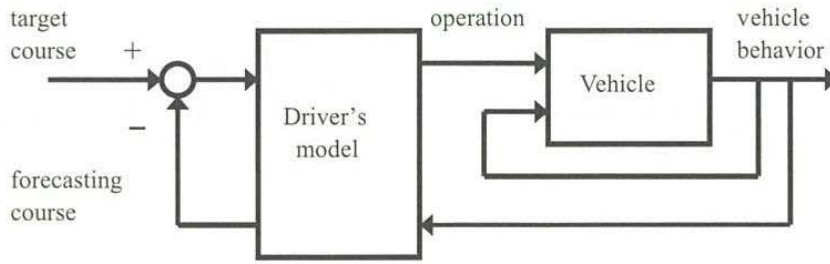


Fig.11 Block diagram of closed-loop system

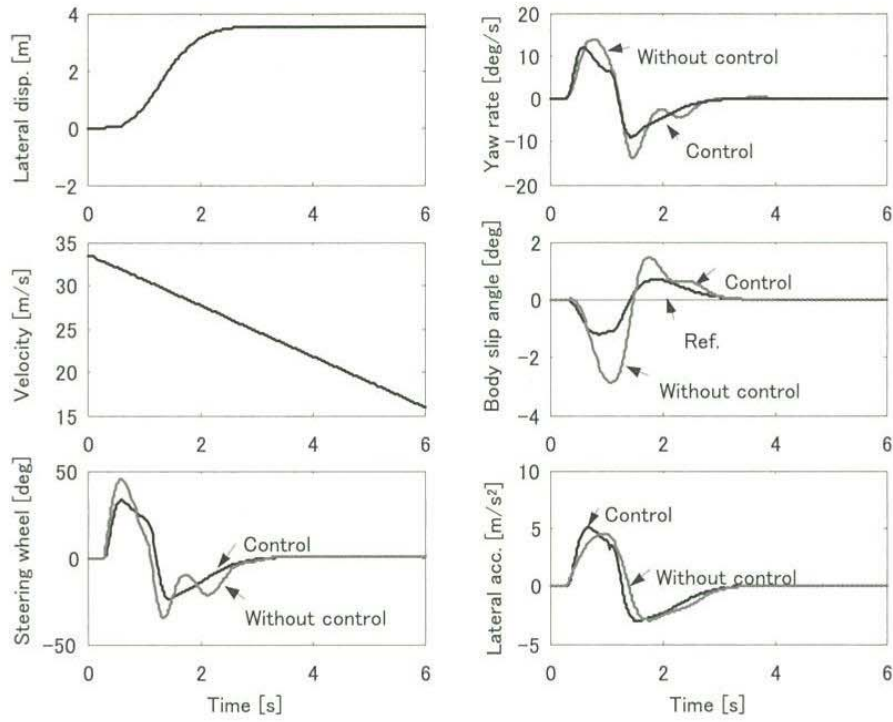


Fig.12 Lane change with deceleration

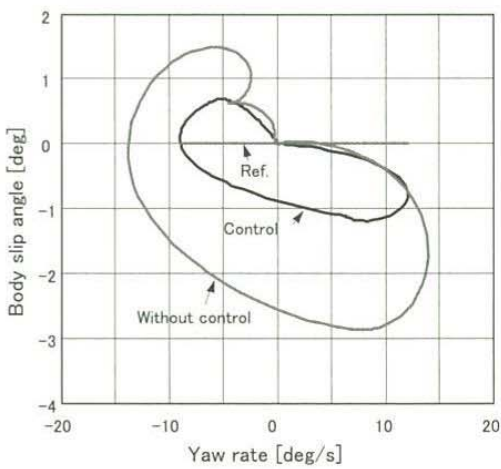


Fig.13 Relationship between yaw rate and body slip angle

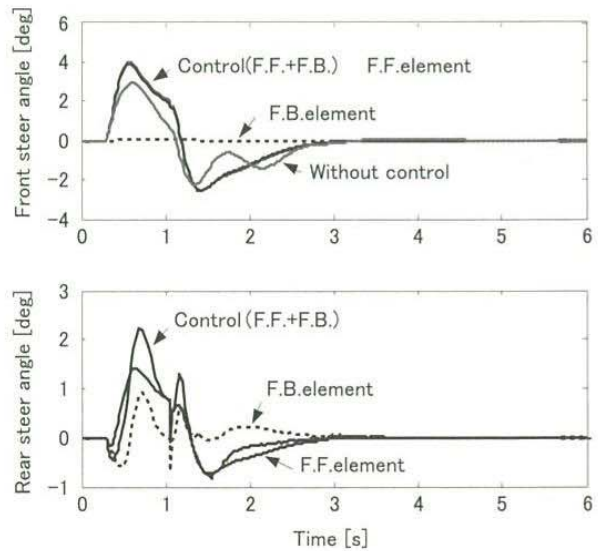


Fig.14 Comparison of changes in front and rear steer angles during lane change with deceleration

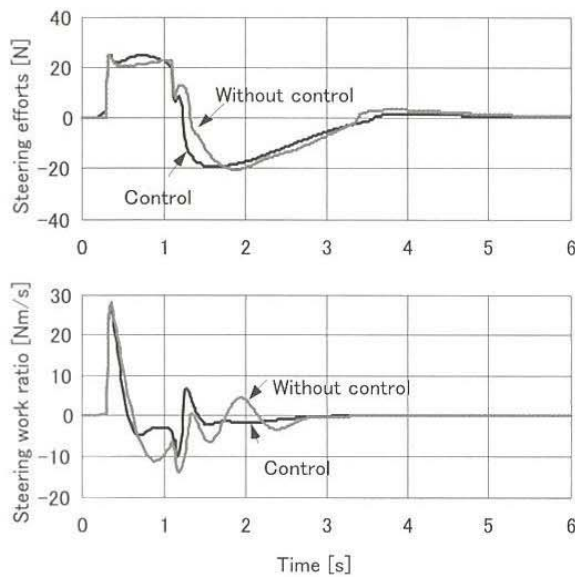


Fig.15 Comparison of changes in work and power of steering wheel control

次に、タイヤの最大発生摩擦力に対する前後力と横力の稼働状況を調べるために、タイヤ利用率を四輪について計算した。図16は各輪のタイヤ利用率の時間的変化である。図中グラフの1～4の番号は、順番に、右前輪、右後輪、左前輪、左後輪を示している。制御車両のほうが、タイヤ力を素早く立ち上げて有効に利用していることが認められる。

5. 結 語

四輪アクティブ操舵制御について、次のことを明らかにした。

- (1) ドライバにとって運転しやすい車両特性の目標設定方法を示し、求められた目標特性に基づいてヨーレイトと、車体スリップ角またはヨー中心位置の2つの車両状態量を同時に制御する操舵制御則を導出した。
- (2) ヨーレイトを1次/2次特性、車両重心をヨー中心位置とする規範モデルを有した操舵角フィードフォワードと車両状態量フィードバック制御を組み合わせた制御則を導出した。
- (3) シミュレーション計算により、(2)の制御則を適用した車両は、減速を伴う車線変更のようなタイヤコーナリング特性が非線形となる領域でも制御効果があることを確認した。

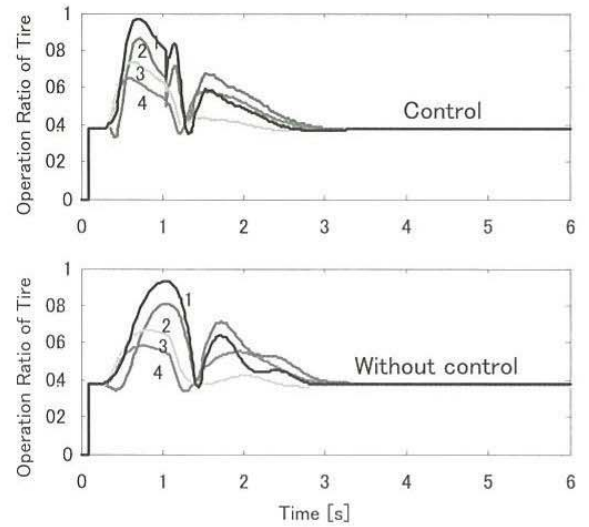


Fig.16 Comparison of changes in availability of tire forces

付 録

・記号の説明：

図1の車両モデルで使用する記号と、計算に用いる主な諸元と特性値を示す。

F_i : 左右2輪のコーナリングフォースの和

I_z : ヨー慣性モーメント {2400kgm²}

K : スタビリティファクタ

K_i : 等価コーナリングパワー {33.7, 50.5kN/rad}

N : ステアリングギヤ比 {15.4}

a, b : 前・後車軸～車両重心距離 {1.18, 1.44m}

e : 車両重心～ヨー中心間距離—重心より車両後方を+とする。

l : ホイールベース {2.62m}

m : 車両質量 {1500kg}

r : ヨーレイト

s, t : ラプラス記号, 時間

V : 車速

α_y : 車両の横加速度

α_i : タイヤスリップ角

β : 車両重心位置における車体スリップ角,

δ : 前・後輪のタイヤ実舵角

θ : ハンドル操舵角

添字

i : f -前輪, r -後輪

座標系

$o-xy$, $0-XY$: 車体固定座標系, 路面固定座標系

・式(6)の係数:

$$K = \frac{m}{2l^2} \left(\frac{b}{K_f} - \frac{a}{K_r} \right) \quad \dots \quad \text{スタビリティファクタ}$$

$$G_{\beta 1} = \frac{1 - \frac{m}{l} \cdot \frac{aV^2}{2bK_r}}{1 + KV^2} \cdot \frac{b}{l} \quad \tau_{\beta 1} = \frac{I_z V}{2lbK_r - maV^2}$$

$$G_{\beta 2} = \frac{1 + \frac{m}{l} \cdot \frac{bV^2}{2aK_f}}{1 + KV^2} \cdot \frac{a}{l} \quad \tau_{\beta 2} = \frac{I_z V}{2laK_f + mbV^2}$$

$$G_{r1} = \frac{1}{1 + KV^2} \cdot \frac{V}{l} \quad \tau_{r1} = \frac{maV}{2lK_r} \quad G_{r2} = \frac{-1}{1 + KV^2} \cdot \frac{V}{l}$$

$$\tau_{r2} = \frac{mbV}{2lK_f} \quad \omega_n = \frac{2l}{V} \sqrt{\frac{K_f K_r}{mI_z} (1 + KV^2)}$$

$$\zeta = \frac{(ma^2 + I_z)K_f + (mb^2 + I_z)K_r}{2l\sqrt{mI_z K_f K_r} (1 + KV^2)}$$

文 献

- (1) Mori, K., Eguchi,T., Kaneko,S., Kawagoe,K. and Irie,N., Improvement in Maneuverability and Stability through Transient Steer Control of Four-wheel-steering in Consideration of Suspension Characteristics, *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*, No.45 (1990), pp.31-36.
- (2) Mori, K., Response Analysis for Four-Wheel-Steering Vehicle to Steering Inputs under Cornering Motion, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.59, No.560 (1993), pp.112-117.
- (3) Inoue, H. and Sugawara,F., Improvement of Vehicle Dynamics through 4WS with State Feedback Control, *Transactions of Nissan Technical Review*, (1993), pp.13-19.
- (4) Sugawara, F., Irie,N., Kuroki,J., Fukunaga,Y. and Nakamura,K., Improvements in Vehicle Control and Stability through Front-and Rear-Wheel Steering Control, *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*, No.38 (1988), pp.62-70.
- (5) Furukawa, Y., Takei,A., Kobayashi,M. and Kawai,T., Effects of Active Steering Control on Closed-Loop Control Performance of Driver-Vehicle System, *Proceedings of JSAE Annual Congress (Autumn)*, No.902, 902180, (1990-10), pp.1.325-1.328.
- (6) Mori, K., Improvement in Maneuverability and Stability of Vehicle through Front/rear Active Steering Control with Steer-by-wire, *Bulletin of Kurume Institute of technology*, No.30 (2007), pp.37-46.
- (7) Nagai, M., Yamanaka,S., Saito,Y. and Hirano,Y., Study Integrated Control of Active Rear Wheel Steering and Braking/Traction Forces, *Proceedings of JSAE Annual Congress (Spring)*, No.972, 9732216, (1997-5), pp.29-32.
- (8) Katayama, T., Yasuno,Y., Oida,T., Sao,M., Imamura, M., Seki,N. and Sato,Y., Development of 4 Wheel Active Steer, *Proceedings of JSAE Annual Congress (Spring)*, No.11-07, 20075281, (2007-5), pp.7-12.
- (9) Noguchi,H., Kaneko,S., Uehara,K., Ogino,K. and Asai,T., Application of Measurement Technologies and CAE to the Vehicle Dynamics of the New SKYLINE, *Nissan Technical Review*, No.60 (2007-3), pp.20-25.
- (10) Mori, K. and Kajiyama,K., Influence that Steer Characteristics of Suspension exerts on Driver's Driving Behavior, *Bulletin of Kurume Institute of technology*, No.30 (2007), pp.29-36.
- (11) Irie, N. and Shibahata,Y., Influence of Rear Suspension Characteristic on Maneuverability and Stability of Automobile, *Journal of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.39, No.3 (1985), pp.275-285.
- (12) Masato Abe, *Dynamics and Control of Automobile (The second edition)* (in Japanese), ISBN 4-381-08822-0, (2003), pp.234-236, SANKAIDO.
- (13) Eguchi,T., Sakita,Y., Kawagoe,K., Kaneko,S., Mori,K. and Matsumoto,T., Development of "Super Hicas" a New Rear Wheel Steering System with Phasereversal Control, *SAE Technical Paper*, 891978, (1989-9), pp.1-10.
- (14) Mori,K., Eguchi,T., Kaneko,S., Kawagoe,K. and Irie,N., Improvement in Vehicle Control and Stability through Optimizing the Transient Steer Characteristics of 4 Wheel Steering --- SUPER HICAS, *Proceedings of*

JSAE Annual Congress (Spring), No.891, 891068,
(1989-5), pp.279-282.

- (15) Iguchi, M., Cooperative Steering Control between Front and Rear Wheels in 4-wheel-steering Cars, *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*, No.35 (1987), pp.120-125.
- (16) Nakamoto, M. and Kaneshina, N., Effect of Four-wheel Steering System on Vehicle Yawing Motion, *Journal of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.42, No.3 (1988), pp.289-296.