

〔論文〕

前後輪アクティブ操舵制御を適用した ステアバイワイヤ車両の運動性能

森 和典*

Improvement in Maneuverability and Stability of Vehicle through Front/rear Active Steering Control with Steer-by-wire

Kazunori MORI

Abstract

Various techniques have been proposed for improving the maneuverability and stability of the vehicle through the active steer control of the front or the rear wheel by using steer-by-wire mechanism etc. In this research, a performance feature of the front wheel steer, the rear wheel steer, and the front-rear wheel steer control and merits and demerits are compared, and the technical possibility is evaluated. The example of multiusing the target performance of the vehicle motion control (, of which the transform function of yaw rate to the steering angle of the steering wheel is the first delay characteristic etc.) are explored. And, each control rule of steering the front or the rear wheel actively is derived to achieve such a target characteristic. Next, the difference of the influence that the various active steer system exert on the vehicle motion characteristics is clarified by the theoretical calculation for the vehicle motion characteristics of yaw rate, lateral acceleration, and body slip angle etc., and steering effort characteristics.

Keyword: Automobile, Vehicle Dynamics, Motion Control, Four-Wheel-Control, Steer-By-Wire, Maneuverability, Stability

1. 緒 言

車両運動性能を向上させるために後輪を能動的に操舵させる四輪操舵(4WS)が実用化されてから既に20年余りが経つ^{(1)~(4)}。近年では、前輪の操舵機構に関して、能動的にステアリングギヤ比を可変にできる機構⁽⁵⁾やステアバイワイヤ(SBW)^{(6)~(8)}などの研究開発が進められており、特に機構面を中心としたハード部分の進歩が著しい。前輪を能動的に制御するステアリング装置、さらには前輪と後輪双方を能動的に制御する四輪アクティブステア(4WAS)も実用化されている。こうしたハード部分の進化に伴い、操舵制御手法に関しても、新しい制御法

による車両運動性能の向上が可能となってきた。

しかし、操舵制御法を検討するに当たり、前輪操舵^{(9)~(11)}、後輪操舵(4WS)および前後輪操舵^{(12)~(15)}の3方法に関して車両運動性能に及ぼす影響を同じ制御目標性能の下で比較した研究例は数少なく、それぞれの特徴が理解しにくい側面があった。

本研究では、前述の3つの操舵制御法の性能的な特徴や得失を同じ制御目標性能の下で比較しながら、操舵制御による車両運動性能向上の可能性について論じる。制御則の導出に当たっては、車両運動制御の目標性能として多用されているハンドル操舵角に対するヨーレイトを一次遅れ特性とする例などを取り上げる。目標性能を実

* 交通機械工学科
平成19年4月26日受理

現するための前輪操舵、後輪操舵および前後輪操舵各々の制御則を導き、理論計算により目標性能特性以外の、ヨーレイト、横加速度および車体スリップ角などの車両運動特性やハンドル操舵能力特性を比較することで、各種操舵装置が車両運動性能に及ぼす影響の違いを明らかにする。さらに、前後輪操舵制御は車両の操縦性安定性を大幅に向上できることを示す。

2. 運動方程式

2.1 記号の説明

解析モデルで使用する記号と、計算に用いる主な諸元、特性値を示す。

- C_i : 左右2輪のコーナリングパワーの和
{ $51.6 \times 2, 96.9 \times 2$ kN/rad}
- C_s : ステアリング系の等価減衰係数
- F_i : 左右2輪のコーナリングフォースの和
- F_h : ステアリング操舵力 $F_h = T_h/d_h$
- G_{r0} : 2WSのヨーレイト定常ゲイン
- I_h : ステアリングホイール軸回りの慣性モーメント
- I_z : ヨー慣性モーメント { 2400 kgm²}
- K_s : スタビリティファクタ
- N : ステアリングギヤ比 { 15.4 }
- T_h : ステアリング操舵トルク
- T_p : パワーステアリング装置のアシスト出力トルク
- T_{pat} : 擬似反力装置の出力トルク
- a, b : 前・後車軸～車両重心距離 { $1.18, 1.44$ m}
- d_h : ステアリングホイール直径 { 0.28 m}
- l : ホイールベース { 2.62 m}
- m : 車両質量 { 1500 kg}
- r : ヨーレイト
- s, t : ラプラス記号, 時間
- t_c : 前輪のキャストトレール { 0.03 m}
- t_{pf} : 前輪タイヤのニューマチックトレール { 0.03 m}
- v : 車速
- α_y : 車両の横加速度
- β : 車両重心位置における車体横すべり角
- β_i : タイヤスリップ角
- δ_i : 前・後輪のタイヤ実舵角
- θ : ハンドル操舵角
- τ_r : ヨーレイト一次遅れ特性の時定数
- 添字
- i : f -前輪, r -後輪
- 座標系

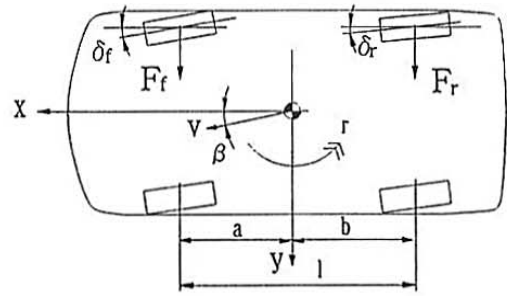


Fig. 1 Analytical model

$o-xy$: 車体固定座標系

2.2 車両

解析に用いる車両モデルを図1に示す。左右輪の特性を同じとすると、運動方程式は次のようになる。

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

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

タイヤに発生するコーナリングフォースは、前輪および後輪それぞれ

$$\left. \begin{aligned} F_f &= C_f \beta_f \\ F_r &= C_r \beta_r \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

となる。ここで、タイヤのスリップ角は次式で表される。

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

式(1)~(4)を用いて、 β と r に関してまとめ直すと、

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

が導かれる⁽¹⁶⁾。

ただし、

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

となる。

式(5)により、車両の状態量である β および r と、前後輪操舵角 δ_f および δ_r の相互関係が把握できる。図2は、これらの相互関係を示したブロック線図である。なお、式(5)で用いられる記号が示す関係式は次のとおり。

$$G_{\beta 1} = \frac{1 - \frac{m}{l} \cdot \frac{av^2}{bC_r}}{1 + K_s v^2} \cdot \frac{b}{l} \quad \tau_{\beta 1} = \frac{I_z v}{lbC_r - mav^2}$$

$$G_{\beta 2} = \frac{1 + \frac{m}{l} \cdot \frac{bv^2}{aC_f}}{1 + K_s v^2} \cdot \frac{a}{l} \quad \tau_{\beta 2} = \frac{I_z v}{laC_f + mbv^2}$$

$$G_{r1} = \frac{1}{1 + K_s v^2} \cdot \frac{v}{l} \quad \tau_{r1} = \frac{mav}{lC_r}$$

$$G_{r2} = \frac{-1}{1 + K_s v^2} \cdot \frac{v}{l} \quad \tau_{r2} = \frac{mbv}{lC_f}$$

$$K_s = \frac{m}{l^2} \left(\frac{b}{C_f} - \frac{a}{C_r} \right) : \text{スタビリティファクタ}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_f C_r l^2}{m I_z v^2} - \frac{a C_f - b C_r}{I_z}}$$

$$\zeta \omega_n = \frac{m(a^2 C_f + b^2 C_r) + I_z(C_f + C_r)}{2m I_z v}$$

2.3 ステアリング系

ステアリングホイール(通称ハンドル)操舵角 θ と κ

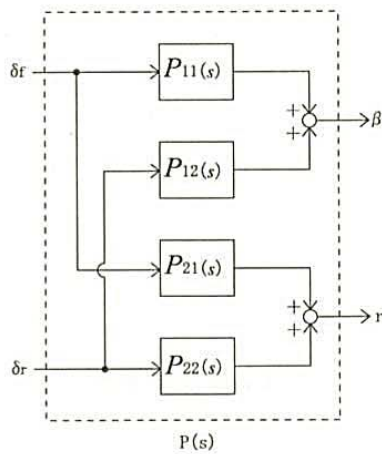


Fig. 2 Brock diagram of vehicle dynamics

イヤの実舵角 δ_f, δ_r との間の伝達関数をそれぞれ $G_f(s), G_r(s)$ として、次の関係を定義する。

$$\left. \begin{aligned} \delta_f &= G_f(s)\theta \\ \delta_r &= G_r(s)\theta \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

図3は、図2に式(7)の関係を加えたブロック線図である。

一般車両の場合、前輪が純機械式のステアリング系であり、後輪も操舵されない2輪操舵(2WS)だから、 $G_f(s)=1/N, G_r(s)=0$ となる。また、前輪または後輪をSBW機構などを用いてアクティブに操舵制御する場合は、 $G_f(s)$ と $G_r(s)$ が制御関数を表す。

次に、ドライバがハンドルを操作する際に必要な操舵力・保舵力の特性を解析するための簡単な解析モデルを考える。図4は、一般的な純機械式ステアリング系の解析モデルである。パワーステアリング装置のアシストトルク T_p を考慮すると、系の運動方程式は、次式で表される。

$$I_h \ddot{\theta} + C_h \dot{\theta} + (t_c + t_{pf}) F_f / N = T_h + T_p \quad (8)$$

図5に示すようなステアバイワイヤを考える。ハンドルとタイヤを操舵する機構とは機械的に切り離し、ハンドルの回転等に応じた制御信号のみにより電動モータを作動させてタイヤを操舵する。

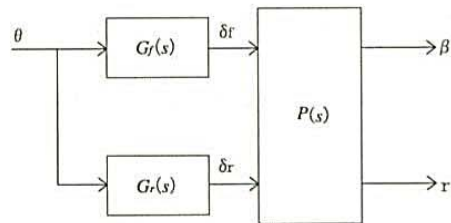


Fig. 3 Brock diagram of active steering control

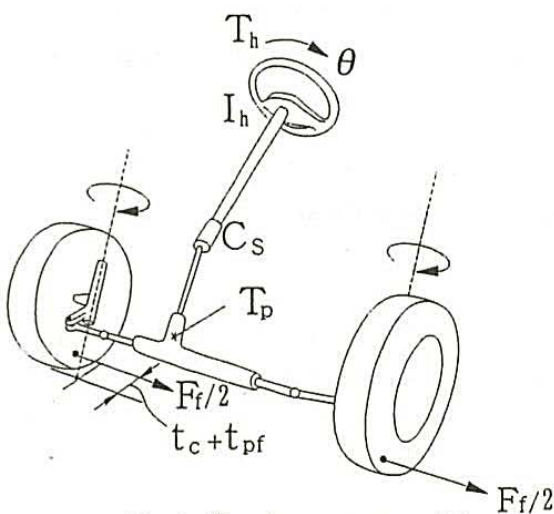


Fig. 4 Steering system model

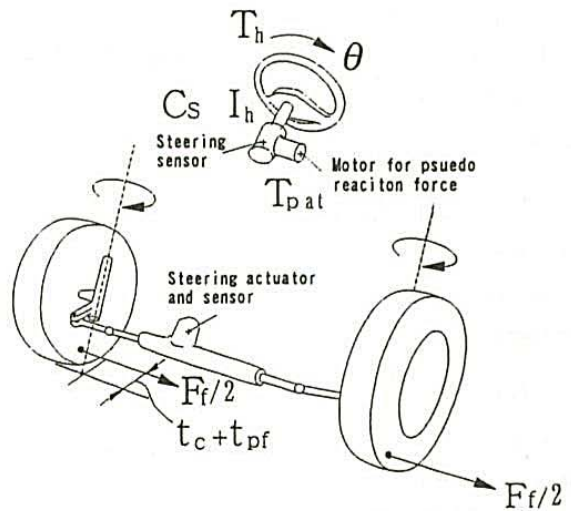


Fig. 5 Steer-by-wire system model

この場合、路面とタイヤ間に発生した力は、ハンドルの操舵能力へ機械的にフィードバックされないため、運転者はいわゆる路面インフォメーションが得られなくなる的確な運転操作が困難になる。そこで、ハンドルを操作する際に、タイヤ発生力、車速およびハンドル操舵角などに応じた擬似的な反力を与えて適切な操舵能力とする装置（擬似反力装置）が必要となる。

そこで、タイヤ発生力、車速およびハンドル操舵角により擬似反力トルク T_{pat} を発生させる装置を適用した場合、ステアリング系の式は次のようになる。

$$I_h \ddot{\theta} + C_h \dot{\theta} + T_{pat}(F_f, v, \theta) = T_h \quad (9)$$

擬似反力装置では、ステアリング操作に違和感が出ないように、パワーステアリング装置が取り付けられた通常の純機械式ステアリング装置と同様の操舵能力特性が得られるような擬似反力特性 $T_{pat}(F_f, v, \theta)$ を与える。

3. 操舵制御則

車両運動制御の目標特性としてよく用いられる、ヨーレイト一次遅れ特性⁽¹⁷⁾とヨー中心位置制御^{(18)~(20)}について各種操舵制御の制御則を導出する。さらに、車両重心位置における車体横すべり角、ヨーレイトおよび横加速度を求める。比較を容易にするため、制御則は式(7)で表されるハンドル操舵角フィードフォワード方式として導く。

3.1 ヨーレイト一次遅れ特性とする制御

ハンドル操舵角に対するヨーレイトが式(10)に示される一次遅れ特性となるように操舵制御則を導く。

$$\hat{r}_m(s) = \frac{r_m(s)}{\theta(s)} = \frac{G_{r0}}{1 + \tau_r s} \quad (10)$$

または、

$$r_m(s) = \hat{r}_m(s) \theta \quad (11)$$

ただし、 G_{r0} は一般的な車両である前輪操舵 (2WS) のヨーレイト定常ゲインであり、次式で与えられる。また、 τ_r はヨーレイト特性の一次遅れ時定数である。

$$G_{r0} = \frac{v}{Nl(1 + K_{sv} v^2)}$$

① 前輪アクティブステア

$\delta_f = G_f(s) \theta$, $\delta_r = 0$ の関係と式(10)を式(5)に代入して、前輪操舵の制御関数を求めると、

$$G_f(s) = \frac{\hat{r}_m(s)}{p_{21}(s)} \quad (12)$$

となる。このとき、車体スリップ角と横加速度の伝達関数は、それぞれ次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\beta(s)}{\theta(s)} &= \frac{p_{11}(s) \hat{r}_m(s)}{p_{21}(s)} \\ \frac{\alpha_y(s)}{\theta(s)} &= v \left(s \frac{\beta}{\theta} + \frac{r}{\theta} \right) = \frac{v (s p_{11}(s) + p_{21}(s)) \hat{r}_m(s)}{p_{21}(s)} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

② 後輪アクティブステア

$$\delta_f = \frac{1}{N} \theta, \quad \delta_r = G_r(s) \theta \quad \text{の関係と式(10)を式(5)に代入して、}$$

後輪操舵の制御関数を求めると、

$$G_r(s) = \frac{N \hat{r}_m(s) - p_{21}(s)}{N p_{22}(s)} \quad (14)$$

となる。このとき、車体スリップ角と横加速度の伝達関数は、それぞれ次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\beta(s)}{\theta(s)} &= \frac{p_{11}(s) p_{22}(s) - p_{12}(s) p_{21}(s) + N p_{12}(s) \hat{r}_m(s)}{N p_{22}(s)} \\ \frac{\alpha_y(s)}{\theta(s)} &= v \left\{ \frac{s (p_{11}(s) p_{22}(s) - p_{12}(s) p_{21}(s) + N p_{12}(s) \hat{r}_m(s))}{N p_{22}(s)} + \hat{r}_m(s) \right\} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

③ 前後輪アクティブステア

前後輪アクティブステアの場合、2つの目標特性を得ることができるため、ここでは目標特性をヨーレイトと車体横すべり角とする。目標とする車体すべり角特性を β_m とし、 $\beta_m(s) = \hat{\beta}_m(s) \theta$ で表し、式(7)を式(5)に代入すると、

$$\begin{bmatrix} \hat{\beta}_m(s) \\ \hat{r}_m(s) \end{bmatrix} = P(s) \begin{bmatrix} G_f(s) \\ G_r(s) \end{bmatrix} \quad (16)$$

と表すことができる。

式(16)を変形して、前後輪の制御関数を求めると、

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} G_f(s) \\ G_r(s) \end{bmatrix} &= P^{-1}(s) \begin{bmatrix} \hat{\beta}_m(s) \\ \hat{r}_m(s) \end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{|P(s)|} \begin{bmatrix} p_{22}(s) & -p_{12}(s) \\ -p_{21}(s) & p_{11}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\beta}_m(s) \\ \hat{r}_m(s) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (17)$$

が得られる。ここで、横すべり角の伝達関数は、次式で与えられる。

$$\frac{\alpha_y(s)}{\theta(s)} = v \left(s \frac{\beta_m}{\theta} + \frac{r_m}{\theta} \right) = v (s \hat{\beta}_m(s) + \hat{r}_m(s)) \quad (18)$$

3.2 ヨー中心位置制御

ヨー中心位置を e とすると、 $\dot{y} - er = 0$ より、

$$\beta = er/v \quad (19)$$

が得られる。この関係を用いてヨー中心位置を任意の位置に固定する操舵制御則を求める。なお、 $e=0$ の場合は、最もよく知られた車両重心位置における車体横すべり角を0とする制御である。

① 前輪アクティブステア

$\delta_f = G_f(s)\theta$, $\delta_r = 0$ を式(5)に代入すると, $\beta = p_{11}\delta_f$, $r = p_{12}\delta_f$ となる。式(19)の関係から, $p_{11}\delta_f v = p_{12}\delta_f e$ となり, $(p_{11}v - p_{12}e)\delta_f = 0$ が得られる。ここで, δ_f は常に 0 とはならないから, $p_{11}v - p_{12}e = 0$ が成り立つ。したがって, $e = p_{11}v/p_{12}$ が導かれる。しかし, e は一定値だから, これは矛盾する。つまり, 解は存在しないことになる。

後述の式(21)のヨーレイト特性を得るように制御しても, $e = p_{11}v/p_{12}$ となり結果は同じである。前輪アクティブステア制御では理論的にヨー中心位置制御はできない。

② 後輪アクティブステア

$\delta_f = \frac{1}{N}\theta$, $\delta_r = G_r(s)\theta$ の関係と式(19)を式(5)に代入して, 後輪操舵の制御関数を求めると,

$$G_r(s) = \frac{vp_{11}(s) - ep_{21}(s)}{N(ep_{22}(s) - vp_{12}(s))} \quad (20)$$

となる。車両運動の状態量は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \frac{r(s)}{\theta(s)} &= \frac{v(p_{11}(s)p_{22}(s) - p_{12}(s)p_{21}(s))}{N(ep_{22}(s) - vp_{12}(s))} \\ &= \frac{v|P(s)|}{N(ep_{22}(s) - vp_{12}(s))} \\ \frac{\beta(s)}{\theta(s)} &= \frac{e}{v} \cdot \frac{r}{\theta} = \frac{e|P(s)|}{N(ep_{22}(s) - vp_{12}(s))} \\ \frac{\alpha_y(s)}{\theta(s)} &= (se + v) \frac{r}{\theta} = \frac{(se + v)v|P(s)|}{N(ep_{22}(s) - vp_{12}(s))} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

式(20), (21)を展開すると, それぞれ式(22), (23)を得る。

$$G_r(s) = \frac{C_f\{(mae - I_z)s + mav + IC_r(e - b)/v\}}{NC_r\{(mbe + I_z)s + mbv + IC_f(e + a)/v\}} \quad (22)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{r(s)}{\theta(s)} &= \frac{C_f l}{N\{(mbe + I_z)s + mbv + IC_f(e + a)/v\}} \\ \frac{\beta(s)}{\theta(s)} &= \frac{eC_f l}{vN\{(mbe + I_z)s + mbv + IC_f(e + a)/v\}} \\ \frac{\alpha_y(s)}{\theta(s)} &= \frac{C_f l(se + v)}{N\{(mbe + I_z)s + mbv + IC_f(e + a)/v\}} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

③ 前後輪アクティブステア

式(17)に, 式(19)から得られる $\beta_m = er_m/v$ の関係を代入すると, 次の前後輪操舵の制御関数が得られる。

$$\left. \begin{aligned} G_r(s) &= \frac{\tilde{r}_m(s)(ep_{22}(s) - vp_{12}(s))}{v|P(s)|} \\ &= \frac{G_{r0}\{(mbe + I_z)s + mbv + IC_f(e + a)/v\}}{IC_f(1 + \tau_r s)} \\ G_r(s) &= \frac{\tilde{r}_m(s)(vp_{11}(s) - ep_{21}(s))}{v|P(s)|} \\ &= \frac{G_{r0}\{(mae - I_z)s + mav + IC_r(e - b)/v\}}{IC_r(1 + \tau_r s)} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

このとき, ハンドル操舵角に対する車体横すべり角と横加速度的伝達関数は,

$$\left. \begin{aligned} \frac{\beta(s)}{\theta(s)} &= \frac{e\tilde{r}_m(s)}{v} \\ \frac{\alpha_y(s)}{\theta(s)} &= (se + v)\tilde{r}_m(s) \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

となる。

4. 計算および考察

前輪アクティブ操舵(Front active steer: Fas と記す), 後輪アクティブ操舵(Rear active steer: Ras) および前後アクティブ操舵(Front/Rear active steer: FRas) 制御を適用した各々の車両と制御無し車両(without control と記す)の操縦性・安定性について解析計算を行い比較する。3種類の操舵制御を比較するため, 制御の目標特性は式(10)で表されるヨーレイトを一次遅れ特性とする。さらに, 前後輪アクティブ制御では, ヨー中心を車両重心位置とする。つまり $e = 0$ とした。計算に際して, 式(10)の G_{r0} は制御無し車両, いわゆる 2WS のヨーレイト定常ゲインとし, 一次遅れ時定数 τ_r は 0.05sec とおく。車両諸元および特性値は一般的な小型乗用車のものとする。

ここでは, 車速 120km/h 時の, ハンドル操舵角に対するステップ応答と周波数応答について調べる。なお, ステップ応答の出力は, ハンドル操舵角入力 1 rad 当たりの値を示している。

4.1 操舵応答安定性

図 6 は, 車両運動状態量のステップ応答を示す。3種類の操舵制御共に, ヨーレイト特性は, 目標値通りとなっている。また, FRas は, 車体横すべり角も常に 0 であり, ヨー中心位置が車両重心であることを示している。3種類の操舵制御では, 運動状態量の定常値は同じになるが, 過渡状態は明らかに異なる。横加速度的立ち上がりは, FRas, Ras, 2WS, Fas の順に速い。また, 操舵制御を行うとヨーレイトと横加速度的オーバーシュートが無くなる。過渡状態では車体横すべり角も Ras のほうが Fas より小さい。

図 7 は, 車両運動状態量の周波数応答を示す。FRas は, 操舵周波数が高くなっても, ヨーレイトおよび横加速度ともにゲインの低下が小さく, 位相遅れも小さい。Fas と Ras を比較すると, ヨーレイトに関しては目標通り FRas と同じ特性を示すが, 横加速度特性は大きく異なり, Ras のほうが Fas に比べてゲインの低下が小さく, 位相遅れも小さいなど良好な特性を示す。また, Fas は 2WS と似た傾向の横加速度特性となることが分る。

操舵応答安定性に関する評価をすると, 良い順に

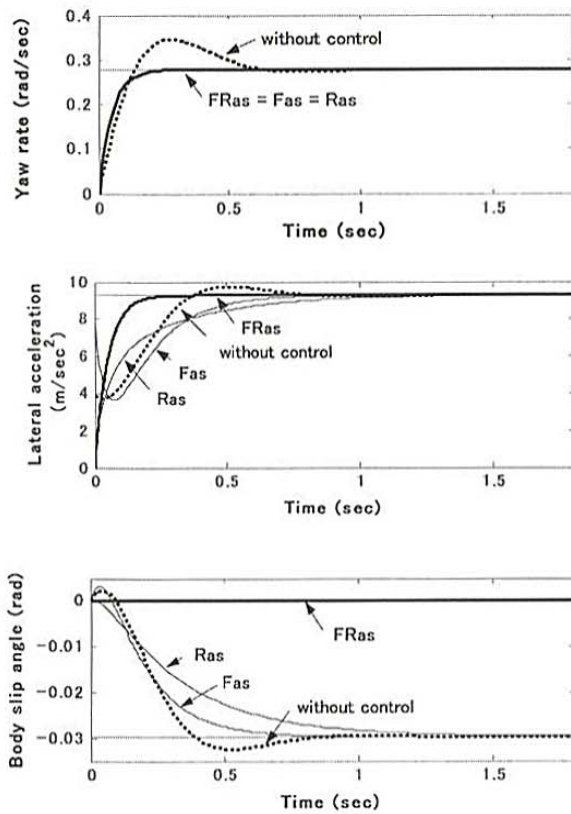


Fig. 6 Step response characteristics

FRas, Ras, Fas, 2WSである。

4.2 ステアリング操舵特性

図8は、前輪および後輪実舵角のステップ応答を示す。いずれの操舵制御も、動的補償制御特有である瞬間的に逆位相に補助操舵される様子がわかる。特に、ハンドル操舵開始時に、Fasは他の操舵制御に比べて最も大きな前輪実舵角を必要とする。FRasは、前輪、後輪共に全時間の平均を取ると最も大きな実舵角で操舵されるし、定常旋回の場合も、前後輪の制御舵角が常に必要である。Fas, Rasは定常旋回では制御舵角は0でよい。

図9は、前輪および後輪実舵角の周波数応答特性である。FasとRasは、操舵周波数が高くなるとゲインが大きくなる。Fasは操舵周波数が高い領域で位相が進み、Rasは低い領域で位相が進む特性を有する。FRasは、前輪および後輪共にゲインが最も大きい。

操舵制御則やタイヤのコナリングフォースの大きさなどとも関係があるが、Fasは操舵周波数が高い領域で大きな制御舵角が必要になる。さらに、FRasは、前後輪ともに常に大きな制御舵角が必要であり、アクチュエータのエネルギー消費や容量、車体側のパッケージングを考えると最も不利な操舵制御方法となる。実用化を考える

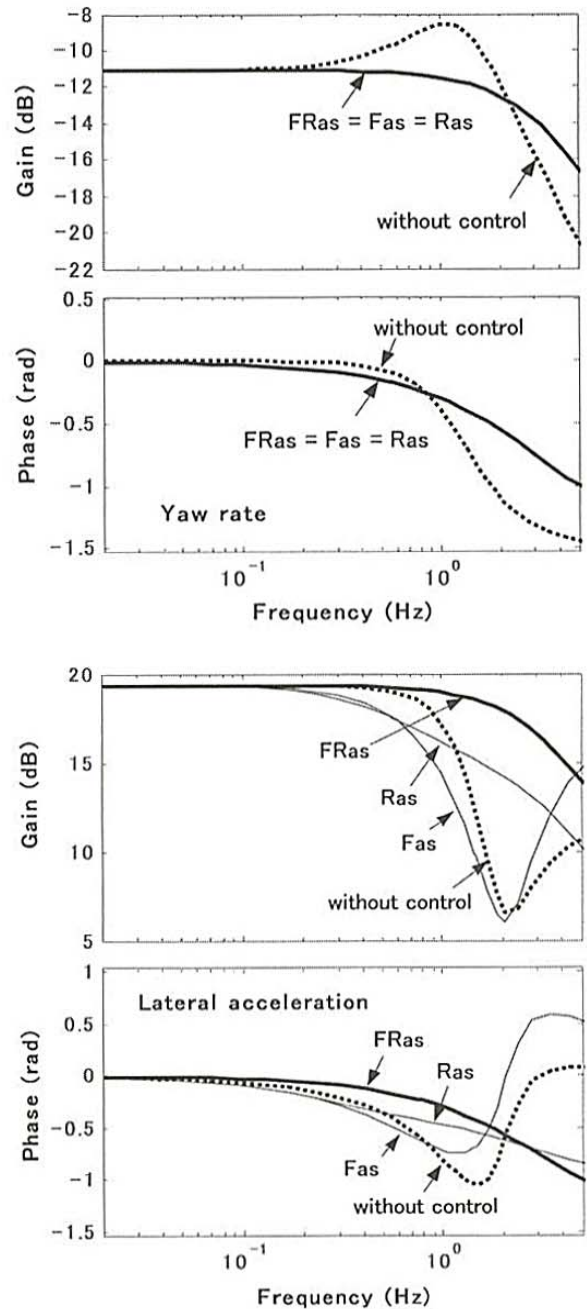


Fig. 7 Frequency response characteristics

場合は、制御則の見直し等を考慮することが必須である。

また、純機械式ステアリング装置の場合を拡張して、ハンドル操舵角を前輪実舵角で除した値を等価ステアリングギヤ比と定義すると、図8および図9のゲインの逆数が、等価ステアリングギヤ比の特性である。ステップ応答の波形から、FRasおよびFasを実現するためには、時間と共にギヤ比を可変にできる装置が必要なことがわかる。

次に、図10と図11にハンドル操舵力のステップ応答お

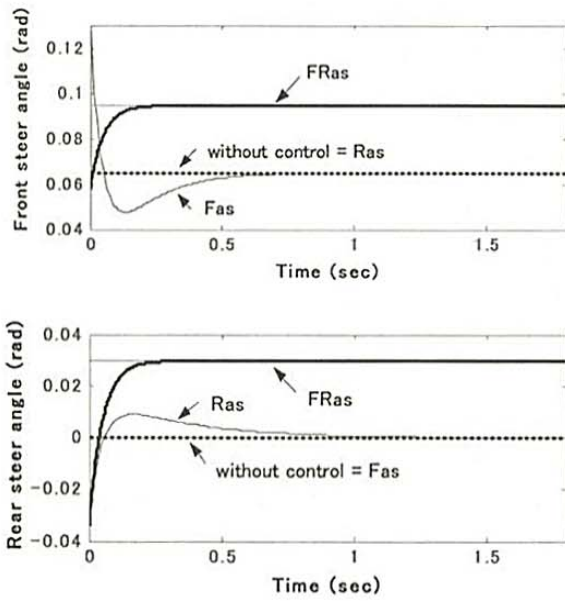


Fig. 8 Step response characteristics of front and rear steering angles

よび周波数応答特性をそれぞれ示す。計算には、式(8)を用いた。操舵周波数が1 Hz 近傍のゲインの低下はFRasが最も低く、操舵力変化から感じる舵の効きの低下が最も少ないと思われる。FasよりもRasの特性のほうが、若干ながら良い傾向にある。

5. 結 語

車両目標特性として、ハンドル操舵角に対するヨーレイトを一次遅れ特性とする場合とヨー中心位置制御の場合について、前輪操舵、後輪操舵および前後輪操舵各々の制御則を導出した。さらに、ヨーレイト、横加速度および車体スリップ角などの車両運動特性に関する理論式を求める過程で以下のことが分った。

- (1) ヨーレイトを一次遅れ特性とする場合は、前輪操舵、後輪操舵および前後輪操舵共に制御則を導出できる。
- (2) しかし、車両重心位置における車体横すべり角を0とする制御を含む、ヨー中心位置制御の場合、前輪操舵の制御則は理論的に導くことができない。つまり、前輪操舵ではヨー中心位置制御は実現できない。なお後輪操舵と前後輪操舵は実現可能である。さらに、上述のヨーレイト一次遅れを目標特性とする場合について、各種操舵制御装置が車両運動性能に及ぼす影響の違いをシミュレーション計算により確認した結果、以下のことが明らかになった。ただ

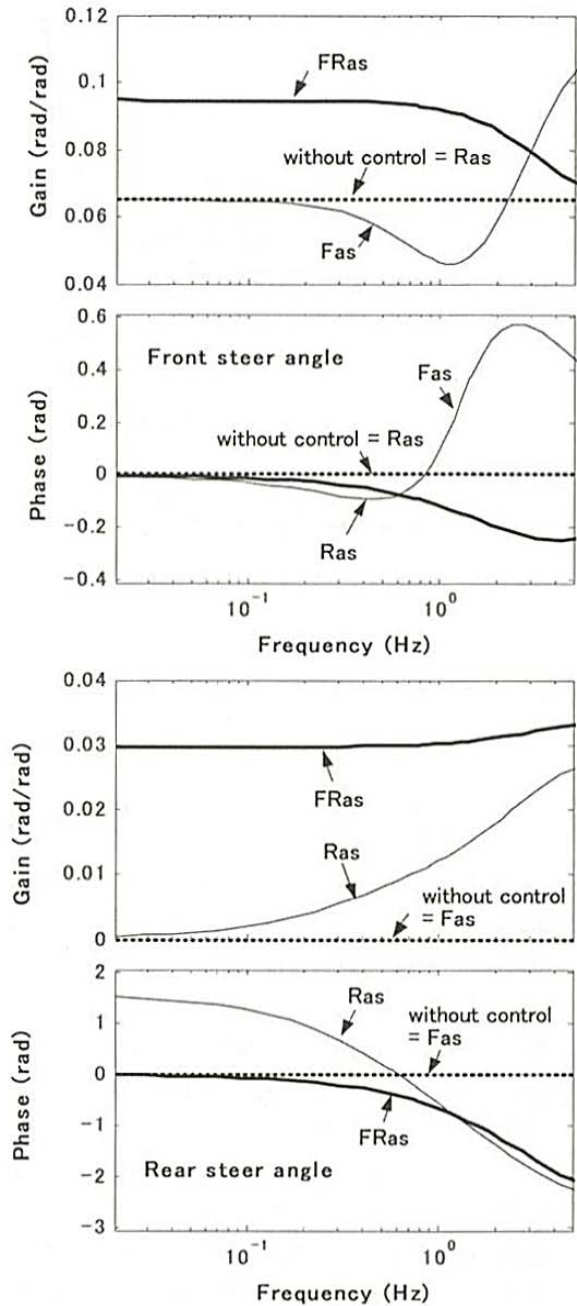


Fig. 9 Frequency response characteristics of front and rear steering angles

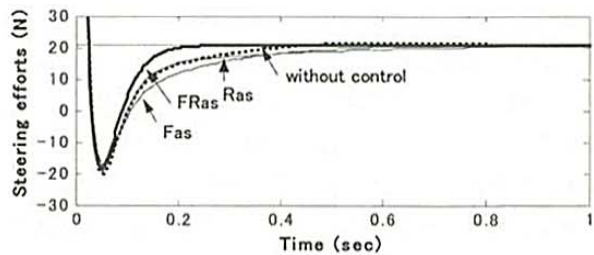


Fig. 10 Step response characteristics of steering efforts

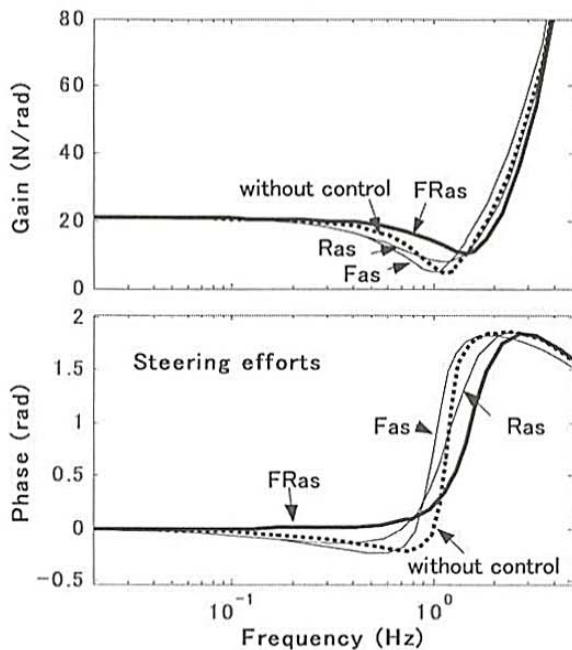


Fig. 11 Frequency response characteristics of steering efforts

し、前後輪操舵制御はヨーレイト一次遅れとヨー中心 $e=0$ を同時に目標性能としている。

- (3) 3種類の操舵制御による車両運動状態量を比較すると、定常特性は同じになるが、横加速度および車体横すべり角特性の過渡特性および周波数特性が大きく異なる。操舵応答安定性に関する評価は、良い順に前後輪操舵制御、後輪操舵制御、前輪操舵制御、2WSである。特に、前後輪操舵制御を適用した車両は運動性能が大幅に向上する。
- (4) ハンドル操舵開始時に、前輪操舵制御は他の操舵制御に比べて最も大きな前輪実舵角を必要とする。前後輪操舵制御は、前輪、後輪共に全時間の平均を取ると最も大きな実舵角で操舵されて、定常旋回の場合も、前後輪の制御舵角が常に必要となる。前輪操舵制御と後輪操舵制御は定常旋回するとき制御舵角は0で済む。

本研究では、比較を容易にするために、タイヤのコーナリング特性を線形として扱い、操安2自由度の2輪モデルを用いて理論的な解析を行った。今後、限界走行領域を含むコーナリング特性が非線形となる領域での運動性能、制動駆動を伴う旋回性能の解析などが課題として残る。また、前輪をアクティブに操舵制御する装置では、ハンドル操舵感やSBWの擬似反力特性の検討、さらに前後アクティブ操舵制御においては、車両運動性能向

上と小さな制御量（前後輪実舵角）を両立できる制御則の検討が必要である。

文 献

- (1) 入江南海雄・芝端康二、後輪アクティブ制御による操縦安定性の向上、自動車技術、40-3 (1986)、360-369.
- (2) S. Sano, Y. Furukawa and S. Shiraishi "Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Controlled as a Function of Steering Wheel Angle", SAE, 860625, (1986).
- (3) 森和典・江口孝彰・金子敏志・川越健次・入江南海雄、サスペンション特性も考慮した後輪操舵の過渡制御による操安性向上、自動車技術会論文集, No. 45 (1990)、31-36.
- (4) 山本真規・原田宏・松尾芳明、後輪のアクティブ操舵による操舵応答・外乱安定性の向上、自動車技術会論文集, No.46, (1990)、56-61.
- (5) 鈴木将人・小城隆博・松田守弘・河室巡児・福井勝彦・菅原朋子、フロントステア制御システムの開発、自動車技術会学術講演会前刷集, 20035222, 34-03 (2003-5)、5-8.
- (6) A. Pauly, R. Fleck, G. Baumgarten, M. Eckrich and P. Koehnm, "A Steer by Wire Concept for Passenger Cars Designed for Function, Safety and Reliability", Proc. of 2001 JSAE Annual Congress, 20015329, 60-01 (2001-5), pp.1-4.
- (7) 瀬山雅也・葉山良平・中野史郎、ステアバイワイヤのフェールセーフ機構における反力トルクに関する研究、KOYO Engineering Journal, No.162 (2002)、43-47.
- (8) 本山廉夫・Friedrich Bottiger、ステアバイワイヤの開発動向、自動車技術会学術講演会前刷集, 20025289, 62-02 (2002-7)、17-20.
- (9) 小野英一・堀江繁幸、自動車操舵系のロバスト制御(非線形H(状態フィードバックによるロバスト安定化)、計測自動制御学会論文集, 30-4 (1994)、443-451.
- (10) 渡邊俊輔・ボンサントーン ラクシンチャランサク・小竹元基・永井正夫、操安性向上を目指したステアバイワイヤ車両の操舵制御、自動車技術会学術講演会前刷集, 20045297, 33-04 (2004-5)、17-22.
- (11) 関口祐・西原修・平岡敏洋・熊本博光、前輪アクティブ操舵による高齢ドライバのむだ時間補償制御、自動

- 車技術会学術講演会前刷集, 20045739, 114-04 (2004-10), 17-20.
- (12) 菅沢・黒木・福永・中村・入江, 前後輪の操舵制御による操縦安定性向上, 自動車技術会論文集, No.38, (1988), 62-70.
- (13) 菅沢深・黒木純輔・入江南海雄, 4WSの過渡制御による操安性向上について, 自動車技術, 42-3 (1988), 297-303.
- (14) 安部正人, 旋回横加速度と前後加速度を考慮した前後アクティブ操舵車両の運動性能の解析, 自動車技術会論文集, No.43, (1990), 103-107.
- (15) 平岡敏洋・西原修・熊本博光, モデル追従型スライディングモード制御による四輪アクティブ操舵車両, 自動車技術会学術講演会前刷集, 20035688, 77-03 (2003-9), 5-10.
- (16) 古川修・武井明彦・小林実・河井孝之, 前後輪のアクティブ操舵が人間-自動車系の閉ループ制御特性に及ぼす影響-各種走行条件下での望ましい車両のヨー応答と横加速度応答の考察-, 日本機械学会論文集, 57-541, C (1991-9), 295-300.
- (17) 井上秀明・菅沢深, 車両状態量フィードバック制御を用いた, 四輪操舵における車両運動性能向上の研究, 日産技報論文集, (1993), 13-19.
- (18) 井口雅一, 四輪操舵車の前後輪協調制御方式に関する理論的研究, 自動車技術会論文集, No.35, (1987), 120-125.
- (19) 中本正義・兼品直和, 四輪操舵システムのヨー運動に与える影響, 自動車技術, 42-3 (1988), 289-296.
- (20) 森和典, 四輪操舵車の旋回運動時操舵応答性の解析, 日本機械学会論文集, 59-560, C (1993-4), 112-117.